

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



Grado en Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE GRADO

**METODOLOGÍA PARA EL
ANÁLISIS A FATIGA DE UN
BOGIE USANDO CÓDIGO PROE**

Autor: Santiago Marqués García

Tutor: Juan Carlos García Prada

LEGANÉS, SEPTIEMBRE 2012

AGRADECIMIENTOS

Utilizaré estas líneas para expresar mi agradecimiento a mi tutor Juan Carlos García Prada la ayuda ofrecida a la hora de desarrollar este proyecto.

También expresaré mi agradecimiento a Mauricio Alba Lucero por haberme prestado su tiempo y su ayuda con el programa Pro Engineer.

Quería dar las gracias a todos los amigos que me han ayudado y me han apoyado durante mis años en la universidad y que han aliviado los momentos difíciles por los que he pasado.

Por último agradeceré encarecidamente a toda mi familia el esfuerzo realizado para permitirme estudiar la carrera que yo había elegido y el apoyo que ellos me han ofrecido durante estos cuatro años.

ÍNDICE

Capítulo 1. Objetivos e Introducción.....	1
1.1 Objetivos.....	2
1.2 Introducción.....	3
Capítulo 2. Conceptos Ferroviarios.....	4
2.1 La vía.....	5
2.1.1 Plataforma.....	5
2.1.2 Capas de asiento.....	6
2.1.2.1 Tipos de vías según las capas de asiento.....	6
2.1.2.2 Capas de asiento de la vía convencional.....	7
2.1.2.2.1 Capa de balasto.....	7
2.1.2.2.2 Subbase.....	7
2.1.3 Traviesa.....	8
2.1.4 Placas de asiento.....	9
2.1.5 Carril.....	11
2.2 Material rodante.....	11
2.2.1 Rueda.....	11
2.2.2 Eje.....	12
2.2.3 Bogie.....	13
2.2.3.1 Bastidor.....	15
2.2.3.2 Caja de grasa.....	15
2.2.3.3 Placa de guarda.....	15
2.2.3.4 Suspensión.....	16
Capítulo 3. Mecánica de la Fatiga.....	18
3.1 Conceptos previos.....	19
3.1.1 Cargas estáticas y dinámicas.....	19
3.1.2 Historia del estudio a fatiga.....	19
3.1.3 Características de la rotura por fatiga.....	21
3.1.4 Estadios de fatiga.....	21
3.1.4.1 Iniciación.....	22
3.1.4.2 Propagación estable.....	22
3.1.4.3 Propagación acelerada y rotura.....	23

3.2 Modelos de falla por fatiga.....	24
3.2.1 Modelo tensión-vida (S-N).	24
3.2.1.1 Factores modificadores del límite de fatiga.....	25
3.2.1.1.1 Factor de acabado superficial	26
3.2.1.1.2 Factor de tamaño.....	27
3.2.1.1.3 Factor de confiabilidad	29
3.2.1.1.4 Factor de temperatura.....	29
3.2.1.1.5 Factor de acabado superficial	29
3.2.1.1.6 Factor de acabado superficial	31
3.2.1.2 Esfuerzos fluctuantes	32
3.2.1.2.1 El patrón sinusoidal.....	32
3.2.1.2.2 Tipos de esfuerzos fluctuantes.....	34
3.2.1.2.3 Métodos de análisis para tensiones medias no nulas.	35
3.2.1.2.4 Línea de carga	36
3.2.2 Modelo deformación-vida (ξ -N).	38
3.2.2.1 Curvas cíclicas	39
3.2.2.2 Determinación de la gráfica deformación-vida (ξ -N)	40
3.2.2.3 Ley de los materiales uniformes	42
3.2.3 Modelo de fractura elástico lineal (MFEL).	43
3.3 Acumulación de daño.	44
3.3.1 Concepto.	44
3.3.2 Modelos de sumarización del daño acumulativo.....	44
3.3.2.1 Modelos de acumulación lineal de daño.....	44
3.3.2.2 Modelos de acumulación no lineal de daño	45
3.4 Métodos de conteo.....	47
3.4.1 Simplificación de la historia de ensayo.	47
3.4.2 Métodos que no consideran la secuencia de aplicación.	48
3.4.2.1 Conteo de cruce de nivel.....	48
3.4.2.2 Conteo de picos	49
3.4.2.3 Conteo de rango simple	50
3.4.2.4 Problemas al no considerar la secuencia de aplicación.....	50

3.4.3 Métodos que consideran la secuencia de aplicación.	51
3.4.3.1 Conteo Rainflow	51
Capítulo 4. Planteamiento del Estudio.	54
4.1 Pro Engineer wildfire 5.0.....	55
4.1.1 Generalidades.	55
4.1.1.1 Capacidades de Pro Engineer.....	56
4.1.1.2 El entorno de trabajo.	58
4.1.1.3 Tipos de ficheros.	59
4.1.1.4 Versiones.	59
4.1.2 Factores modificativos del límite de fatiga.	59
4.2 Metodología.....	60
4.2.1 Metodología general.	62
4.2.2 Metodología del estudio de la norma.	63
Capítulo 5. Análisis a fatiga según la norma UNE-EN 13749.	65
5.1 Determinación de las cargas.	66
5.1.1 Elección del tipo de bogie.....	66
5.1.2 Cargas aplicadas según el tipo de bogie.	66
5.1.3 Determinación de las cargas según el tipo de bogie.	67
5.1.3.1 Cargas verticales.....	67
5.1.3.2 Cargas transversales.	67
5.2 Programa de ensayo a fatiga.....	68
5.2.1 Generalidades.	68
5.2.2 Descripción del ensayo a fatiga.	68
5.2.3 Componentes de las cargas calculadas.....	68
5.2.4 Ciclos de cargas.	70
5.2.4.1 Ciclos para la carga vertical.....	71
5.2.4.2 Ciclos para la carga transversal.	72
Capítulo 6. Desarrollo del estudio	73
6.1 Modelización con cargas verticales.	74
6.1.1 Diseño del bastidor del bogie.....	74
6.1.2 Propiedades del material.	75
6.1.3 Asignación de los esfuerzos.	76

6.1.4 Determinación de las condiciones de contorno.....	77
6.2 Modelización con cargas transversales.	78
6.2.1 Asignación de los esfuerzos.	78
6.2.2 Determinación de las condiciones de contorno.....	79
6.3 Análisis estático con cargas verticales.....	80
6.3.1 Selección del método estático.	80
6.3.2 Descripción de los diferentes métodos y calidades.....	81
6.3.2.1 Pestaña convergence.....	81
6.3.2.2 Pestaña output.....	82
6.3.3 Estudio del mejor método y calidad.	82
6.3.3.1 Metodología y objetivos.....	82
6.3.3.2 Resultados	83
6.4 Análisis estático con cargas transversales.	85
6.5 Análisis a fatiga con cargas verticales.	87
6.5.1 Estudio de la calidad adecuada.	87
6.5.1.1 Descripción de las diferentes opciones del estudio	87
6.5.1.2 Realización del estudio.....	88
6.5.2 Análisis a fatiga con cargas verticales.	91
6.6 Análisis a fatiga con cargas transversales.	92
6.6.1 Estudio de la calidad adecuada.	92
6.6.2 Análisis a fatiga con cargas transversales.	93
Capítulo 7. Conclusiones y trabajos futuros	95
7.1 Conclusiones.....	96
7.2 Trabajos futuros.	97
Capítulo 8. Presupuestos	98
Referencias	100
Anexo A. Selección del método de análisis estático.	103
A.1 Single-Pass Adaptive.....	104
A.1.1 Plotting grid 5.	104
A.1.2 Plotting grid 7.	105
A.1.3 Plotting grid 9.	106
A.1.4 Plotting grid 10.	107
A.2 Multi-Pass Adaptive.	108
A.2.1 Max. Polynomial Order 6; Convergence 5.....	108
A.2.2 Max. Polynomial Order 8; Convergence 5.....	109

A.2.3 Max. Polynomial Order 9; Convergence 5.	110
A.2.4 Max. Polynomial Order 9; Convergence 1.	111
Anexo B. Selección de la calidad del análisis a fatiga.	112
B.1 Análisis a fatiga en función de su calidad.	113
B.1.1 Plotting grid 5.	113
B.1.2 Plotting grid 7.	113
B.1.3 Plotting grid 9.	114
B.1.4 Plotting grid 10.	114
Anexo C. Resultados del análisis a fatiga.	115
C.1 Resultados para cargas verticales.	116
C.1.1 Primera fase.	116
C.1.2 Segunda fase.	116
C.1.3 Tercera fase.	117
C.2 Resultados para cargas transversales.	118
C.2.1 Primera fase.	118
C.2.2 Segunda fase.	118
C.2.3 Tercera fase.	119
Anexo D. Error en la norma UNE-EN 13749	120

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Partes de la vía.	5
Figura 2.2. Capa de asiento y plataforma de una vía en placa.	6
Figura 2.3. Capa de asiento y plataforma de una vía convencional.	6
Figura 2.4. Traviesa monobloque y bibloque.	8
Figura 2.5. Ejemplo de sujeción entre traviesa y carril.	9
Figura 2.6. Carril de patín plano.	10
Figura 2.7. Eje de vehículo ferroviario.	12
Figura 2.8: Bogie motor.	13
Figura 2.9. Bogie de tres ejes.	13
Figura 2.10. Croquis de bogies articulados y no articulados.	14
Figura 2.11. Bogie remolcado.	14
Figura 2.12. Caja de grasa explosionada.	15
Figura 2.13. Placa de guarda.	16
Figura 2.14. Suspensión primaria y secundaria.	17
Figura 3.1. Esquema de una máquina de ensayo a fatiga.	20
Figura 3.2. Curvas de Wöhler para acero y para aluminio.	20
Figura 3.3. Microrroturas por fatiga.	20
Figura 3.4. Zonas de la rotura por fatiga	21
Figura 3.5. Inclusiones y extrusiones previas a la formación de la grieta.	22
Figura 3.6. Paso del estadio I al II.	22
Figura 3.7. Muestra de los diferentes estadios de fatiga.	23
Figura 3.8. Diagrama S-N para un material ferroso.	24
Figura 3.9. Efectos de la Ecuación de Marin.	26
Figura 3.10. Coeficientes según el acabado superficial.	27
Figura 3.11. Determinación de K_a mediante la gráfica.	27
Figura 3.12. Factor de confiabilidad.	29
Figura 3.13. Gráficas para determinas K_t	30
Figura 3.14. Gráfica para determinar el valor del factor de sensibilidad para cargas alternantes axiales y de flexión.	31
Figura 3.15. Gráfica para determinar el valor del factor de sensibilidad para cargas alternantes de torsión.	31
Figura 3.16. Pieza con temple en la que se supera el límite de fatiga en la unión.	32
Figura 3.17. Esfuerzo fluctuante sinusoidal.	33
Figura 3.18. Tipos de esfuerzos fluctuantes.	34
Figura 3.19. Gráfica de esfuerzo alternante y esfuerzo media.	35

Figura 3.20. Representación de los criterios y de la línea de fluencia.	37
Figura 3.21. Línea de carga según el criterio de Goodman.	38
Figura 3.22. Determinación de la curva de definición del material.	39
Figura 3.23. Aplicación de la hipótesis de Massing.	40
Figura 3.24. Gráfica deformación – vida.	41
Figura 3.25. Propiedades genéricas de los 4 materiales.	42
Figura 3.26. Representación gráfica de la regla de Miner.	45
Figura 3.27. Curvas de daño correspondientes a dos niveles.	46
Figura 3.28. Curva de históricos de deformaciones.	47
Figura 3.29. Eliminación de puntos intermedios.	47
Figura 3.30. Eliminación de intervalos insignificantes.	48
Figura 3.31. Ejemplo de conteo de cruce de nivel.	48
Figura 3.32. Ejemplo de conteo de picos.	49
Figura 3.33. Ejemplo del conteo de rango simple	50
Figura 3.34. Gráficas esfuerzo-deformación según el orden de cargas.	51
Figura 3.35. Ejemplo de conteo Rainflow	52
Figura 3.36. Gráfica esfuerzo-deformación del ejemplo.	52
Figura 4.1. Tipos y subtipos de diseño.	55
Figura 4.2. Pantalla de trabajo de Pro Engineer.	56
Figura 4.3. <i>System Toolbar</i>	56
Figura 4.4. <i>Model Tree</i> para un conjunto.	57
Figura 4.5. <i>Model Tree</i> para una pieza.	57
Figura 4.6. <i>Model Tree</i> para una pieza.	58
Figura 4.7 Acabados superficiales que permite Pro Engineer.	60
Figura 4.8. Ventana de <i>Opciones</i> para cambiar el factor de confianza.	61
Figura 4.9. <i>Carga de temperatura</i>	61
Figura 4.10. Metodología para la realización del proyecto.	63
Figura 4.11. Metodología del estudio de la norma.	63
Figura 5.1. Categorías de bogies según la norma UNE-EN 13749.	65
Figura 5.2. Tabla 1 del anexo B de la norma UNE EN 13749.	65
Figura 5.3. Programa del ensayo a fatiga.	67
Figura 5.4. Ciclos de cargas del programa de fatiga.	69
Figura 5.5. Ciclo de la primera fase del análisis.	70
Figura 5.6. Ciclo de la segunda fase del análisis.	70
Figura 5.7. Ciclo de la tercera fase del análisis.	70
Figura 5.8. Ciclo de la primera fase del análisis.	71

Figura 5.9. Ciclo de la segunda fase del análisis.....	71
Figura 5.10. Ciclo de la tercera fase del análisis.	71
Figura 6.1. Esbozo de la cara lateral.....	73
Figura 6.2. Esbozo de la cara lateral.....	73
Figura 6.3. Diseño de un cuarto de bastidor.....	73
Figura 6.4. Módulo <i>Mechanica</i>	74
Figura 6.5. Tipo de análisis.	74
Figura 6.6. Ventana <i>Definición de material</i>	74
Figura 6.7. Ventana de <i>Gravity load</i>	75
Figura 6.8. Aplicación de la carga en el apoyo central.	75
Figura 6.9. Zona empotrada.....	76
Figura 6.10. Ventana <i>Constraint</i>	76
Figura 6.11. Ventana <i>Symmetry</i>	76
Figura 6.12 Planos seleccionados.....	76
Figura 6.13. Ventana del volumen.....	77
Figura 6.14. Zona de aplicación de la carga.....	78
Figura 6.15. . Zona de aplicación del empotramiento.....	78
Figura 6.16. Ventana <i>Analyses and Design Studies</i>	79
Figura 6.17. Ventana <i>Analysis Definition</i>	79
Figura 6.18. Error de estimación en la tensión.	80
Figura 6.19. Pestaña <i>Convergence</i>	80
Figura 6.20. Pestaña <i>Output</i>	81
Figura 6.21. Análisis estático de cargas verticales <i>Multi-Pass Adaptive</i> con <i>Polynomial order 9 y Convergence 1%</i>	82
Figura 6.22. Zoom de la zona B.	82
Figura 6.23. Estudio estático de cargas transversales <i>Multi-Pass Adaptive</i> con <i>Polynomial order 9, Convergence 1%</i>	84
Figura 6.24. Zoom de la zona B.	84
Figura 6.25. Ventana <i>Fatigue Analysis Definition</i>	86
Figura 6.26. Opciones de <i>Amplitude Type</i>	87
Figura 6.27. Ventana de <i>Variable Amplitude</i>	87
Figura 6.28. Imagen de la zona B según la opción <i>Log Life</i>	88
Figura 6.29. Imagen de la zona B según la opción <i>Log Damage</i>	89
Figura 6.30. Imagen de la zona B según la opción <i>Factor of Safety</i>	89
Figura 6.31. Imagen de la zona B según la opción <i>Confidence of Life</i>	89
Figura 6.32. Ciclo de la primera etapa con sus proporciones.	90

Figura 6.33. Ciclo de la segunda etapa con sus proporciones.	90
Figura 6.34. Ciclo de la tercera etapa con proporciones.	90
Figura 6.35. Imagen de la zona B según la opción <i>Log Life</i>	91
Figura 6.36. Ciclo de la primera etapa con sus proporciones.	92
Figura 6.37. Ciclo de la segunda etapa con sus proporciones.	92
Figura 6.38. Ciclo de la tercera etapa con sus proporciones.	92
Figura 7.1. Vida a fatiga durante las fases del estudio para cargas verticales.....	97
Figura 7.2. Vida a fatiga durante las fases del estudio para cargas transversales.....	97
Figura A.1. Resultado del primer análisis estático.....	105
Figura A.2. Resultado del primer análisis estático.....	105
Figura A.3. Resultado del segundo análisis estático.	106
Figura A.4. Resultado del segundo análisis estático.	106
Figura A.5. . Resultado del tercer análisis estático.....	107
Figura A.6. . Resultado del tercer análisis estático.....	107
Figura A.7. Resultado del cuarto análisis estático.	108
Figura A.8. Resultado del cuarto análisis estático.	108
Figura A.9. Resultado del quinto análisis estático.	109
Figura A.10. Resultado del quinto análisis estático.	109
Figura A.11. Resultado del sexto análisis estático.	110
Figura A.12. Resultado del sexto análisis estático.	110
Figura A.13. Resultado del séptimo análisis estático.	111
Figura A.14. Resultado del séptimo análisis estático.	111
Figura A.15. Resultado del octavo análisis estático.	112
Figura A.16. Resultado del octavo análisis estático.	112
Figura B.1. Resultados del primer análisis a fatiga.....	114
Figura B.2. Resultados del segundo análisis a fatiga.	114
Figura B.3. Resultados del tercer análisis a fatiga.	115
Figura B.4. Resultados del cuarto análisis a fatiga.....	115
Figura C.1. Resultados de la primera fase del estudio con cargas verticales.	117
Figura C.2. Resultados de la segunda fase del estudio con cargas verticales.....	117
Figura C.3. Resultados de la tercera fase del estudio con cargas verticales.	118
Figura C.4. Resultados de la primera fase del estudio con cargas transversales.	119
Figura C.5. Resultados de la segunda fase del estudio con cargas transversales. ..	119
Figura C.6. Resultados de la tercera fase del estudio con cargas transversales.	120
Figura D.1. Ciclo de cargas verticales en el pivote central.	122
Figura D.2. Ciclo de cargas verticales en el pivote central corregido.....	123

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 6.1. Valores de análisis estáticos para cargas verticales. **83**

Tabla 6.2. Valores de los análisis estáticos para cargas transversales realizados..... **85**

Tabla 6.3. Análisis a fatiga para cargas verticales. **89**

Tabla 6.4. Análisis a fatiga con el primer ciclo de cargas..... **92**

Tabla 8.1. Coste humano. **99**

Tabla 8.2. Coste material. **99**

Tabla 8.3. Coste total. **99**

Capítulo 1:

OBJETIVOS E INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETIVOS

1.2 INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETIVOS

El principal objetivo de este proyecto será desarrollar una metodología para el estudio a fatiga de un bogie usando el código Proe. Con la realización de este proyecto se busca tener una base en la que se puedan apoyar estudios más específicos en esta área.

Para definir las pautas del estudio habrá que basarse en la norma UNE EN 13749, en concreto se utilizará la redactada en 2006 ya que es la que la universidad ha podido proporcionar.

Es necesario realizar un estudio a fondo de la norma. Se puede observar que hay que determinar en primer lugar el tipo de bogie y en función de eso las cargas estáticas a las que está sometido. También dependerá del tipo de bogie las cargas dinámicas que sufre y será en este caso cuando haya que basarse en la norma para el estudio.

Previo al estudio dinámico es necesario realizar uno estático que servirá, además de como base del estudio de fatiga, para comprobar que no hay fallo a fluencia. En este estudio estático no hace falta basarse en la norma ya que se considera un estudio previo necesario para realizar el estudio dinámico.

Para realizar el análisis a fatiga habrá que basarse en el programa que ofrece la norma así como en sus recomendaciones. Este programa estará dividido en tres fases y según que tipo de bogie sea se le aplicarán unos ciclos determinados.

Una vez determinada la metodología se le aplicará a un caso práctico. Para ello se realizará un diseño en 3D de un bogie mediante el programa Pro Engineer y será estudiado también con este programa.

1.2 INTRODUCCIÓN

Con el descubrimiento de la máquina de vapor en 1770 por Watt se abre la puerta al desarrollo de la primera locomotora, construida por Richard Trevithick en 1771 fue utilizada para el transporte de personas a una velocidad de unos 6 Km/h aproximadamente.

El 15 de Abril de 1830 se inaugura la primera línea de ferrocarril del mundo. Unía las ciudades de Manchester y Liverpool y era capaz de alcanzar una velocidad de 16 Km/h.

En España será en 1848 cuando se abra la primera línea ferroviaria entre Mataró y Barcelona, aunque anteriormente se había abierto una en la colonia de Cuba.

A mediados del siglo XIX el ferrocarril empezará a mostrar su verdadero valor estratégico tanto en el ámbito económico con el transporte de materias primas y pasajeros como en el ámbito militar (por ejemplo en la guerra civil de los Estados Unidos).

Uno de los componentes que más importancia tiene y que más horas se ha dedicado a su estudio es el bogie.

La primera locomotora con bogie fue construida en 1832 por Horatio Allen y Jhon Jervis. Su diseño consistía en la introducción de dos ejes calados al bastidor de tal forma que podía girar libre sin que el cuerpo de la locomotora se lo impidiese, puede decirse que revolucionó el comportamiento en curva de la locomotora. No tardó en añadirse a los coches de pasajeros.

En los cuarenta se caracterizaba por su pequeña distancia entre ejes, esto era un inconveniente ya que le restaba estabilidad y en la década de lo cincuenta se empezó a ampliar.

Para los bogies que se utilizaban en el transporte de pasajeros surgió la necesidad de añadirles una suspensión secundaria.

Tras estos primeros diseños empezaron a surgir diferentes modelos matemáticos los cuales cobraron importancia con su introducción a los ordenadores que permitieron estudiar de manera más realista su comportamiento.

Capítulo 2:

CONCEPTOS FERROVIARIOS

2.1 LA VÍA

2.2 MATERIAL RODANTE

En este capítulo se desarrollará una introducción a los principales componentes que forman este medio de transporte, desde la vía, pasando por el material rodante y finalizando con los componentes del bogie. Este capítulo es necesario ya que, aunque este proyecto trate meramente de la metodología para analizar a fatiga un bogie es necesario tener un concepto general de este medio de transporte tan importante en nuestra economía.

2.1 LA VÍA

Se denomina vía al conjunto que constituye el camino de rodadura de los vehículos ferroviarios.

Sus funciones principales son el guiado del material rodante gracias a la forma y las pestañas de la rueda y la sustentación de cargas repartiendo y transmitiendo las solicitaciones mientras se mantiene la geometría del conjunto.

Una vía debe poseer flexibilidad para contraponer los efectos de la rigidez del contacto rueda-carril. Debe ser resistente para resistir los esfuerzos longitudinales, transversales y verticales sin que resulte dañada. Es importante tener en cuenta las dilataciones térmicas en el diseño con el objetivo de mantener la continuidad en el trazado del carril.

2.1.1 Plataforma

Representa la base del camino de rodadura del ferrocarril sobre el que se asienta la superestructura. Es la parte más profunda de la estructura de la vía y es la encargada de superar en último término todos los esfuerzos producidos. Puede verse su situación en la figura 2.1.

Sus funciones principales son:

- servir a la estructura de apoyo.
- soportar esfuerzos estáticos y dinámicos de trenes y vías.
- evitar la deformación de la vía.
- drenar y evacuar el agua debido a sus efectos nocivos.

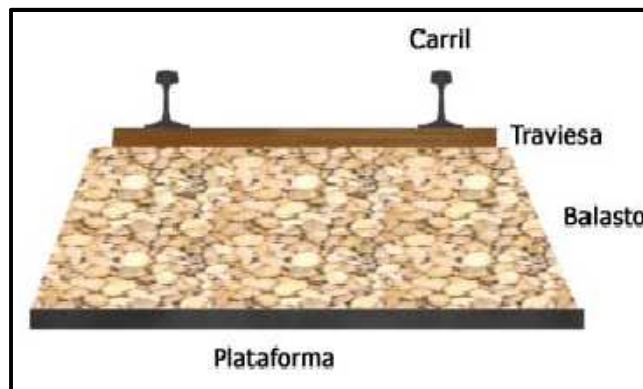


Figura 2.1 Partes generales de la vía

2.1.2 Capas de asiento

Son capas de materiales que se sitúan entre la plataforma y las traviesas. Su función es repartir las solicitaciones que provienen de las traviesas hasta la plataforma amortiguar las vibraciones producidas por el contacto rueda carril y mantener la estabilidad de la vía.

2.1.2.1 Tipos de vías según la capa de asiento

- Vía en placa (sin balasto): Está formada por una capa portante rígida, asfalto u hormigón sobre la que se sitúan las traviesas y los carriles. Surgen para solucionar los problemas generados en vías comerciales al aumentar la velocidad de circulación.

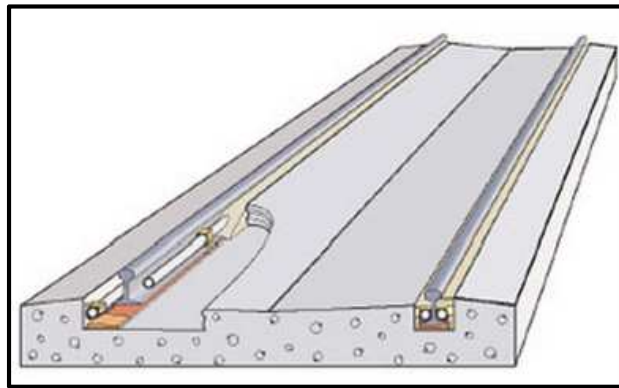


Figura 2.2 Capa de asiento y plataforma de una vía en placa

- Vía convencional (con balasto): Está constituida por un lecho elástico de materiales incompresibles el cual está formado por el balasto y por las demás capas de asientos.

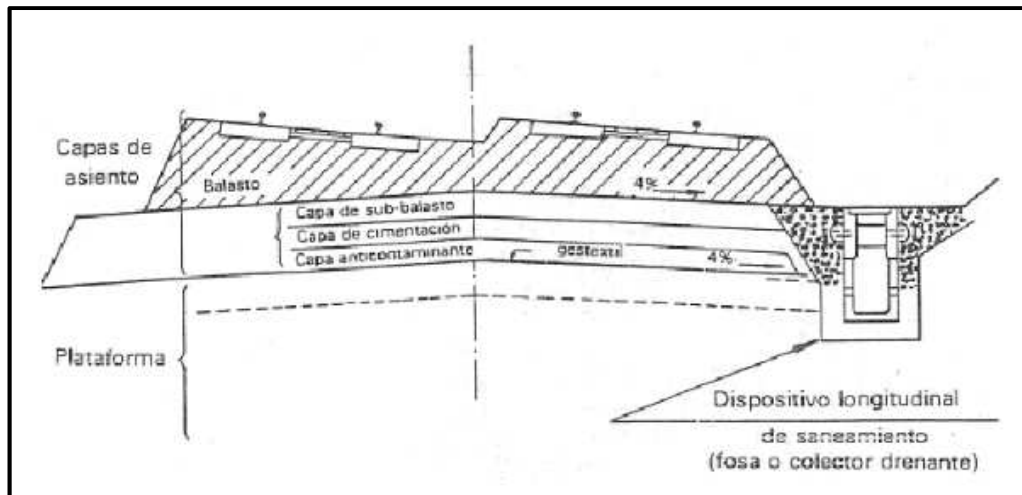


Figura 2.3 Capa de asiento y plataforma de una vía convencional

2.1.2.2 Capas de asiento de la vía convencional

2.1.2.2.1 Capa de balasto

El balasto es un material granulado grueso que forma la parte de la capa de asiento que está en contacto. Debe poseer las siguientes funciones:

- soportar y distribuir las cargas que soportan las traviesas.
- impedir los movimientos longitudinales y transversales de la vía.
- permitir el drenaje de agua.
- impedir que crezca la vegetación.
- facilitar su mantenimiento.

Los materiales que se utilizan tienen que ser muy selectos (granito triturado, grava basalto, rocas ígneas...) ya deben poseer una gran capacidad para soportar cargas, dureza a compresión y gran resistencia al desgaste para que la elasticidad del conjunto se mantenga el mayor tiempo posible.

Las características del balasto son, como se ha mencionado antes, selectas.

- Las rocas deben poseer aristas vivas para mejorar el rozamiento interno.
- Su forma debe ser poliédrica, nunca alargada o plana.
- La fricción no debe originar que se formen finos ya que estos cierran el paso del agua. Debe ser renovado cuando hay más del 30% de finos en la estructura.
- Deben resistir la corrosión o ataques químicos por el agua, carbono o sulfatos.

El mayor problema del balasto es su contaminación, es estrictamente necesaria una limpieza cuando ronda el 40% de este.

2.1.2.2.2 Capa de subbase

Esta capa se encuentra entre la de balasto y la plataforma de la vía. Estas capas se encuentran en pendiente transversal hacia los dispositivos de drenaje o

hacia el exterior de la plataforma en zonas de terraplén. El mínimo es de un 4% aunque si hay fuertes peraltes puede ser de hasta un 8%.

Sus funciones son:

- proteger la parte superior de la plataforma de la erosión que ocasionan la penetración de partículas, de agua o del hielo.
- mejorar el reparto de cargas para que las sollicitaciones que lleguen a la plataforma no superen los máximos admisibles.

Se divide en varias partes con el objetivo de cumplir lo mejor posible sus objetivos y en función de la calidad de la plataforma.

- La capa de subbalasto está formada por una grava arenosa compacta que sirve para la igualación y el reparto de cargas y siempre debe existir.
- La capa de cimentación está compuesta por gravilla anticontaminante compacta, se suele usar para la circulación durante la obra y puede quitarse si la plataforma es resistente.
- La capa anticontaminante está formada por arena y se coloca solo en plataformas de baja calidad.
- El filtro anticontaminante es para plataformas de calidad media-baja y puede ser geotextil o geomembrana plástica. El filtro geotextil cumple con la misión de aislante, de drenaje, de mejora de la resistencia mecánica y evita que suban finos de la plataforma a la subbase.

2.1.3 Traviesa

Son elementos que se sitúan transversalmente con respecto al eje de la vía, se encuentran algo introducidas en el balasto y permiten la fijación de los carriles. Su primer diseño fue a principios de siglo XX y era una traviesa de hormigón sin armadura, lo que generaba roturas en su parte superior bastante pronto.

Sus funciones son:

- Sirven de soporte a la vía, mantienen su ancho, su nivel y la alineación de los carriles.
- Aportan elasticidad pero manteniendo la rigidez necesaria para soportar las cargas a las que son sometidas.
- Evitan la conducción eléctrica, por lo que al dificultar la aparición de corrientes parásitas disminuyen en gran medida la corrosión.

Actualmente pueden diferenciarse en 2 grandes tipos, los cuales pueden tener variantes.

- Travesía bibloque: Está formada por dos bloques de hormigón unidos por una riostra de perfil de acero de tal manera que el balasto no está en contacto con la travesía en la parte central y así esta no sufre esfuerzos tructores. Su comportamiento es bueno pero a altas velocidades no aguanta bien las fuerzas debido a su limitado contacto con el balasto.
- Travesía monobloque: Al tener una superficie de contacto mayor que las bibloque con el balasto su capacidad de soportar y transmitir fuerzas es mayor.

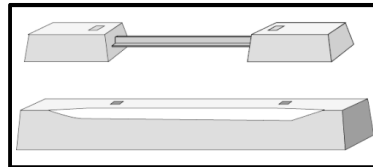


Figura 2.4 Travesía bibloque y monobloque

Las sujeciones que unen la travesía al carril deben poder soportar los esfuerzos entre estos.



Figura 2.5 Ejemplo de sujeción entre travesía y carril

2.1.4 Placas de asiento

Protegen las travessas del desgaste y del daño por impacto ya que permiten aumentar la superficie de contacto entre estas y el carril. Además evitan desplazamientos del carril y ofrecen aislamiento eléctrico a estos. No son necesarias en caso de usas travessas de madera.

2.1.5 Carril

El carril es el elemento resistente que recibe directamente las cargas a través de las ruedas del vehículo ferroviario y las transfiere a las travessas.

Sus funciones son:

- Sustentación de las cargas tanto estáticas como dinámicas transmitiéndolas a otros elementos de la vía.
- Guiado de los vehículos para que sigan la trayectoria predefinida y adhesión para el frenado y la aceleración.
- Conducción de la corriente de electrificación y de señalización.

Los esfuerzos que tiene que soportar son verticales, longitudinales y transversales.

- Verticales: El peso del vehículo, sobrecargas debidas a la fuerza centrípeta no compensada y las acciones de las masas suspendidas y no suspendidas.
- Transversales: La fuerza centrípeta no compensada y la componente transversal de las fuerzas provocadas por el movimiento de lazo.
- Longitudinales: Suelen ser de origen térmico aunque también son provocadas por la aceleración y deceleración.

El modelo que se utiliza en la actualidad el carril de patín plano, es derivado del conocido como carril de Vignole.

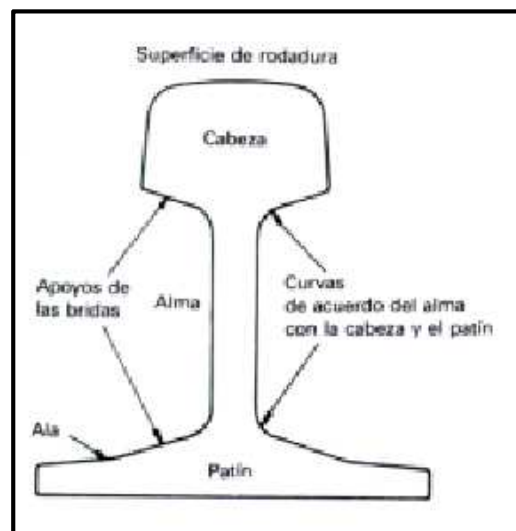


Figura 2.6 Carril de patín plano

El carril de patín plano está dividido en tres partes.

- Cabeza: Es la parte del carril que constituye la superficie de rodadura para que se acoplen las superficies de las ruedas de los distintos vehículos. Su área de contacto es de 1 cm^2 y está sometida a un importante desgaste.

- Alma: Transmite los esfuerzos desde la cabeza al patín.
- Patín: Se encarga de transmitir las cargas a la traviesa y confiere estabilidad y asiento al carril.

2.2 MATERIAL RODANTE

El material rodante ferroviario es aquel que según la norma UNE 25-087-74 es apto para circular por las vías. Se divide en dos grandes grupos.

- Material motor: Es aquel que está provisto de un motor para su autopropulsión y para la tracción del material rodante. Puede dividirse en varios grupos:
 - material tractor, se utiliza para remolcar otro material rodante y no está permitido que lleve carga útil.
 - vehículo automotor, está destinado al transporte de carga útil y eventualmente remolca otros vehículos ferroviarios.
 - material auxiliar, su objetivo es prestar servicio a los dos materiales rodantes descritos anteriormente.
- Material remolcado: Necesita la ayuda de material motor para su movimiento. Puede dividirse en varios grupos:
 - coche, es el vehículo destinado al transporte de personas.
 - furgón, es el vehículo destinado al transporte de equipajes.
 - vagón, está destinado al transporte de animales o cosas.
 - material auxiliar, destinado a servicios auxiliares de la explotación ferroviaria.

2.2.1 Rueda

Es una de las partes más críticas del material rodante ya que un pequeño fallo puede causar el descarrilamiento del vehículo. Suelen tener diámetros comprendidos entre los 600 mm y 900 mm.

Sus funciones son:

- soportar el peso del vehículo, que varía entre las 8,5 Tn/rueda y 11,25 Tn/rueda.
- guiar al vehículo por la vía ya que estos no circulan en línea recta sino realizando un movimiento sinusoidal (movimiento de lazo). Esta guía se realiza por medio de las pestañas y de una pequeña concavidad de la banda de rodadura.
- frenar y acelerar el vehículo. En los vehículos de mercancías se sigue

empleando un freno de zapata sobre la banda de rodadura.

Actualmente se puede dividir en tres las categorías de ruedas principales que se utilizan.

- Ruedas macizas: Están formadas por la llanta, el disco y el cubo, y se distinguen entre ellas por el cubo.
- Ruedas con llanta: Son similares al anterior tipo pero tienen una llanta unida al disco que es tratado en caliente.
- Ruedas ensambladas: Se crearon para disminuir la masa no suspendida. Poseen una capa de material de bajo módulo elástico. A este tipo pertenecen las ruedas con rodamientos (permiten rodar al eje a distinta velocidad y disminuyen las fuerzas de guiado)

La superficie de rodadura presenta una cierta inclinación sobre la horizontal que se denomina conicidad, siendo aproximadamente de 1/20 en el centro de la llanta y de 1/10 en el extremo opuesto a la pestaña.

Hay que tener especial cuidado con el desequilibrio de masas que son propensas a sufrir ya que generan vibraciones en esta que se transmiten al eje.

2.2.2 Eje

En el eje de un vehículo se pueden distinguir tres partes principales:

- Fuste o cuerpo que está entre ambas ruedas.
- Secciones de calaje sobre las que se calzan las ruedas.
- Manguetas, sobre las que reposan los cojinetes de la caja de grasa y que a su vez soportan el peso del vehículo.

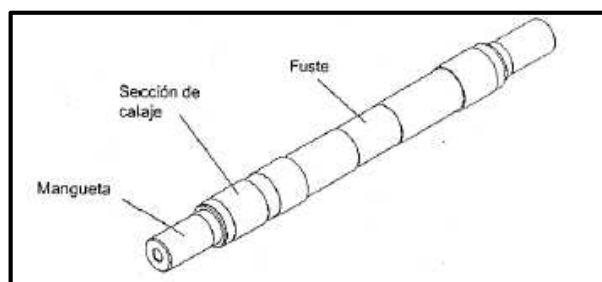


Figura 2.7 Eje de vehículo ferroviario

El eje calado se define como el conjunto de un eje y sus dos ruedas caladas con arreglo a las especificaciones en vigor.

2.2.3 Bogie

Puede definirse como el conjunto de rodadura mecánica que sustenta las cajas, ya sea de locomotoras, de coches de viajeros, de vagones de carga, etc. Es uno de los elementos más importantes. Básicamente incorpora los ejes al bastidor (que gira respecto al chasis) y se amortigua mediante un sistema de suspensión primaria y secundaria.

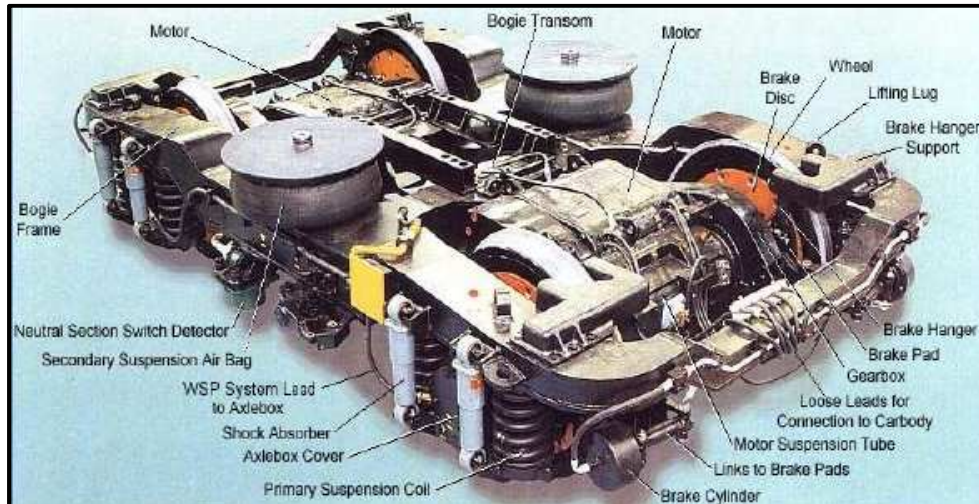


Figura 2.8 Bogie motor

Sus principales funciones son:

- guiar al vehículo a lo largo de la vía.
- transmisión y distribución de la carga vertical de las ruedas a los railes.
- control de las fuerzas dinámicas producidas por irregularidades en el carril.
- dar estabilidad tanto en recta como en curva.
- amortiguación de las oscilaciones.
- aplicación de las fuerzas de tracción y frenado.
- garantiza confort debido a la capacidad de absorber vibraciones y de minimizar la fuerza centrípeta en el paso por curva.

Los bogies pueden clasificarse de diversas formas. Algunas de las más comunes son las siguientes.

- **Número de ejes:** Desde que los bogies circulan en dos railes de acero, la configuración más sencilla ha sido la del bogie de un solo eje con dos ruedas caladas. Sin embargo también puede ser que sean de dos, tres o más ejes. Los más utilizados son los de dos ejes. Estos tienen la ventaja frente a los de un eje en que los impactos son transmitidos por la suspensión al bogie, mientras que en los de un eje el impacto es transmitido al vagón.

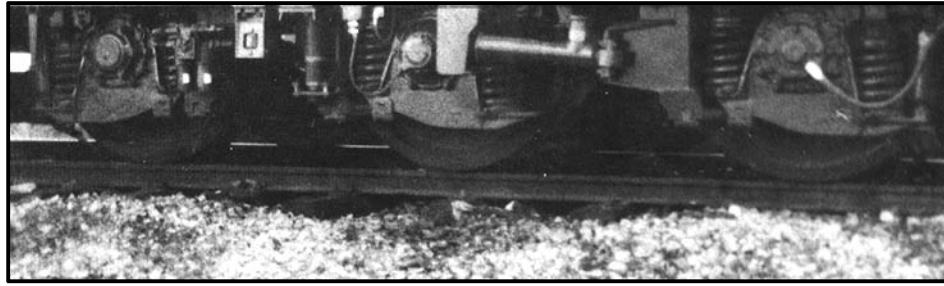


Figura 2.9 Bogie de tres ejes

- Articulados o no articulados: Normalmente los bogies no articulados se encuentran debajo de un vagón, sin embargo los articulados suelen estar entre el final de un vagón y el principio de otro. . Sus ventajas frente al no articulado son su menor centro de gravedad, mayor confort y consiguen disminuir el ruido ya que los asientos no están situados sobre el bogie. El articulado tiene una serie de desventajas respecto al no articulado tales como que poseen una estructura más compleja, aumenta la carga por eje, dificultad de mantenimiento.

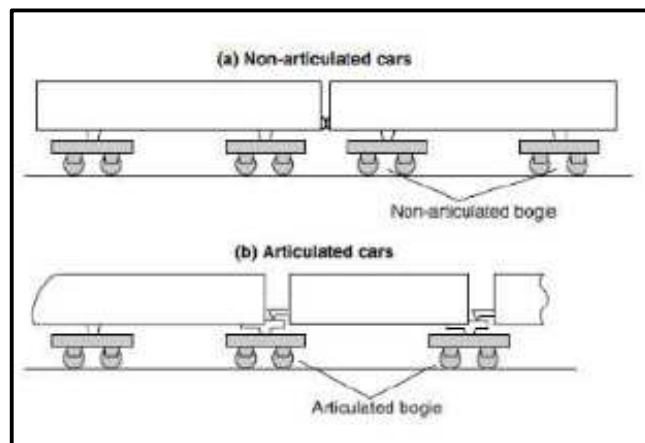


Figura 2.10 Croquis de bogies articulados y no articulados

- Motores y remolcados: Como su nombre indica, los bogies motores son aquellos que incorporan motores y mecanismos de tracción.



Figura 2.11 Bogie remolcado

Dentro de los bogies se pueden distinguir otros componentes importantes tales

como el bastidor, la caja de grasa, las placas de guardas o la suspensión.

2.2.3.1 Bastidor

Estructura metálica (acero normalmente) con unos requerimientos extremadamente exigentes. Las solicitaciones a las que se encuentran sometidos aconsejan que si bien su mantenimiento debe ser mínimo o nulo, reduciendo a operaciones de limpieza o repintado para evitar cualquier daño que pueda ser origen de grieta por fatiga. También se debe tener especial cuidado en no soldar nuevos elementos sin aplicarle después un proceso de homogeneización térmica.

2.2.3.2 Caja de grasa

Es el elemento que permite la conexión entre el eje y la suspensión, se encarga de transmitir todos los esfuerzos de al bastidor y permite la lubricación de las partes metálicas para disminuir el rozamiento y el calentamiento del eje. Este elemento mecánico permite la rotación proporcionando espacio a los cojinetes y a los montajes para unir la suspensión primaria al bastidor.

Los rodamientos disponen de una jaula de material compuesto, van lubricados y con elementos de cierre lateral que permiten una vida de funcionamiento alta. Los más punteros incorporan rodamientos sensorizados para medir la velocidad de giro y así detectar posibles bloqueos de rueda y temperatura.

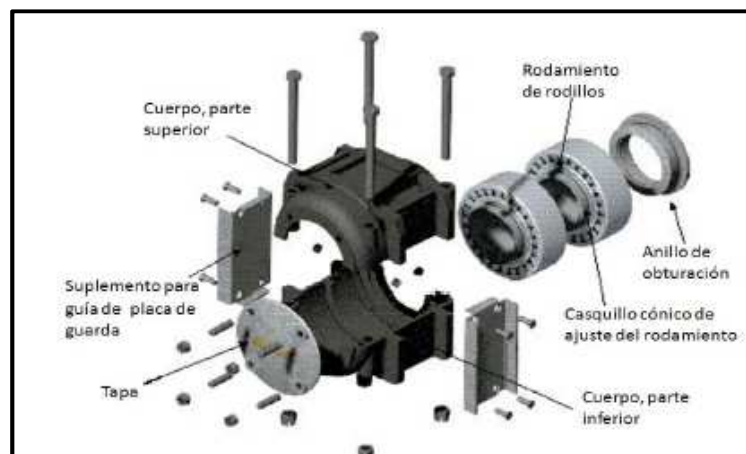


Figura 2.12 Caja de grasa explosionada

2.2.3.3 Placas de guarda

Son piezas con forma de horquilla unidas a los largueros del bastidor y entre sus guías se deslizan las cajas de grasa. Su función es básicamente de seguridad manteniendo las cajas de grasa en su sitio y sujetar el eje en caso de avería de la suspensión.

Es necesario que tenga juego en sentido longitudinal en las guías e caja para

facilitar el paso en las curvas y que sea el resorte el que transmita al bastidor los golpes que recibe la caja de grasa. Este juego no debe exceder (en el caso de España el máximo es 5 mm) para evitar el desgaste de las guías y evitar la salida del eje o movimientos anormales de lazo en el vehículo.

Debido al rozamiento entre las deslizaderas de la caja las guías pueden desgastarse, con el fin de evitar esto y un excesivo juego lateral se colocan sobre esta unas piezas atornilladas con forma de escuadra.

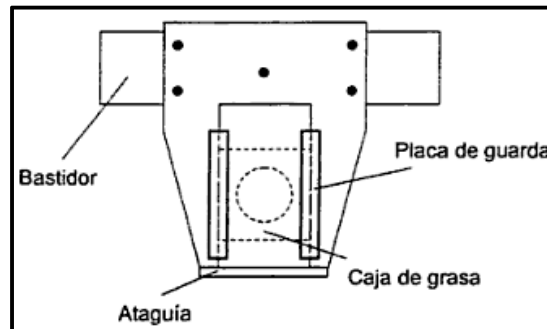


Figura 2.13 Placa de guarda

2.2.3.4 Suspensión

Se entiende por suspensión al grupo de elementos elásticos cuyas funciones son:

- proteger los órganos de vehículo ferroviario indiferentemente de cual sea el estado de la vía y las condiciones de utilización.
- estabilizar el vehículo a expensas de cuales sean los obstáculos, la pendiente, el radio de viraje, etc.
- proporcionar comodidad a los pasajeros o proteger las mercancías que se transporten.
-

Para cumplir con sus objetivos el sistema de suspensión se vale de distintos elementos.

- Elementos elásticos: Garantizan la unión entre los elementos de rodadura y el vehículo, ejerciendo una fuerza al separarse estos. Hay varios tipos tales como:
 - ballestas.
 - muelles elastómeros.
 - barras de torsión.
 - muelles neumáticos.
 - muelles helicoidales.
- Elementos amortiguadores: Se encargan de disipar energía con el objetivo de disminuir el movimiento oscilatorio que actúe sobre la suspensión. Hay dos

tipos:

- amortiguadores de fricción.
- amortiguadores hidráulicos.

Cuando se emplean bogies la suspensión del vehículo se suele realizar en dos etapas o más, estas etapas se conocen como suspensión primaria y suspensión secundaria. La suspensión primaria es aquella formada por el conjunto de elementos mecánicos o hidráulicos que amortiguan los esfuerzos transmitidos de la rueda al bogie. La suspensión secundaria está formada por el conjunto de elementos mecánicos, hidráulicos o neumáticos que amortiguan los movimientos entre la caja y el bogie.

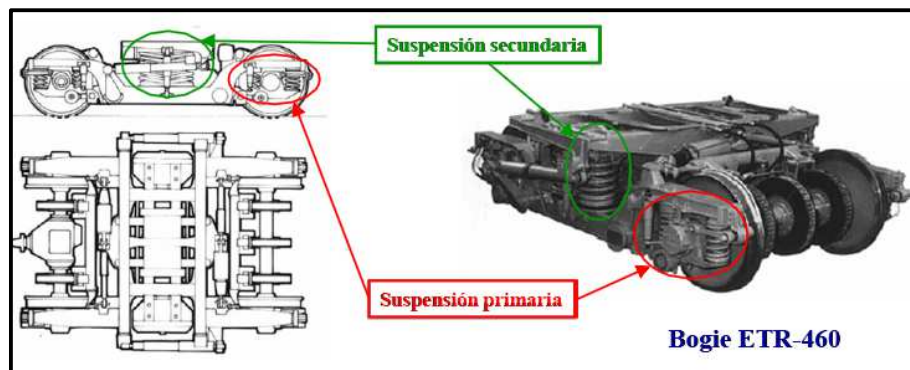


Figura 2.14 Suspensión primaria y secundaria

Capítulo 3:

MECÁNICA DE LA FATIGA

3.1 CONCEPTOS PREVIOS

3.2 MODELOS DE FALLA POR FATIGA

3.3 ACUMULACIÓN DE DAÑO

3.4 CONTEO DE CICLOS

3.1 CONCEPTOS PREVIOS

La fatiga es el proceso mediante el cual surgen y se desarrollan grietas en un material sólido debido a cargas cíclicas. El estudio de esta abarca desde la iniciación, pasando por su desarrollo hasta que se produce el fallo por fractura.

Desde el siglo XIX se ha ido estudiando ya que hasta un 90% de los materiales metálicos sufren rotura debido a este proceso. Todavía hoy en día no se puede dar por concluido el estudio de este fenómeno.

3.1.1 Cargas estáticas y cargas dinámicas

Hoy en día las piezas deben diseñarse para trabajar bajo esfuerzos estáticos o esfuerzos dinámicos, esto es debido a que una pieza responde de forma diferente a un régimen de cargas estático que a un régimen de cargas dinámico.

Los efectos de un régimen dinámico frente a uno estático son:

- La deformación de rotura disminuye bastante.
- Una misma pieza muestra un comportamiento más frágil
- La rotura de la pieza puede ocurrir a tensiones menores que la resistencia a tracción o el límite elástico.

Es algo más complicado analizar el comportamiento de las piezas bajo esfuerzos dinámicos debido a la transferencia de energía cinética que aparece en esta, sin embargo, debido a lo mencionado anteriormente si una pieza va a sufrir cargas dinámicas es obligatorio trabajar por debajo de las tensiones admisibles dinámicas.

3.1.2 Historia del estudio de la fatiga

El fenómeno de fatiga fu descubierto a principios del siglo XIX con el avance de la maquinaria y los vehículos de transporte. Los primeros estudios sobre este fenómeno datan de 1829 por el ingeniero alemán W. Albert, el cual a partir de ensayos de carga y descarga se da cuenta que el efecto que producen las cargas repetitivas es distinto al producido por cargas estáticas. Diez años más tarde Poncelet definiría este fenómeno como fatiga.

En 1843 William John Macquorn Rankine, un ingeniero y físico escocés que trabajaba en la primera línea ferroviaria de Edimburgo postuló una teoría para explicar la rotura de los ejes en la que definía el efecto de las concentraciones de tensiones a la hora de explicar la fractura de estos.

Alrededor de 1860 August Wöhler daría un gran empujón al conocimiento de este fenómeno al estudiarlo en profundidad. Para su estudio inventó el ensayo de viga rotatoria. En el ensayo la probeta se somete a una carga variable de amplitud $\sigma_{\text{alternante}}$ y tensión σ_{media} hasta producir la rotura, a continuación se repite el ensayo (unas 8 veces) y se introducen los valores de los ciclos en un diagrama logarítmico frente a la tensión máxima hallada. Con estos valores se generan las llamadas Curvas de Wöhler.

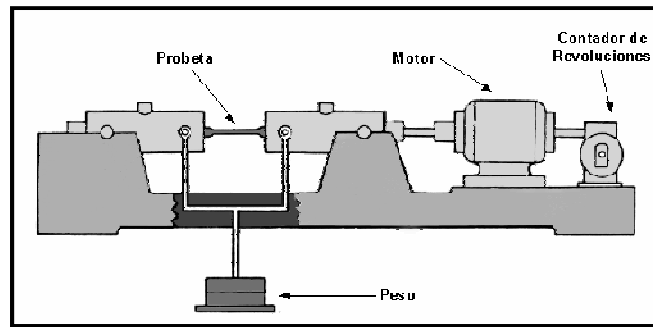


Figura 3.1 Esquema de una máquina de ensayo a fatiga

Para la Curva de Wöhler son observados dos tipos de comportamientos. En algunos materiales ferrosos y aleaciones de titanio la curva S-N tiene un límite de fatiga por debajo del cual el material aumenta infinitos ciclos. En materiales no ferrosos como el aluminio no hay límite de fatiga y sus resistencias son especificadas en función de un número determinado de ciclos.

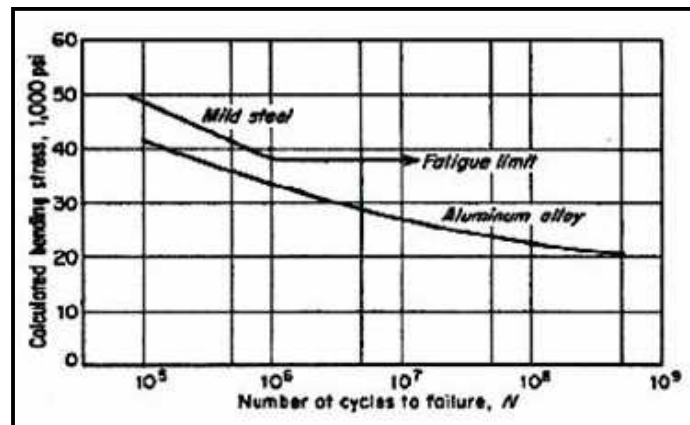


Figura 3.2 Curvas de Wöhler para acero y para aluminio

Por el año 1903 Ewing y Humphries observaron que por encima del límite de proporcionalidad con carga estática aparece deslizamiento en algunos planos y por lo tanto deformación. Además descubrieron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad y que estos eran directamente proporcionales. Consideraron que la rotura de algunos cristales de los que se compone el material es lo que conduce al origen del proceso de rotura.

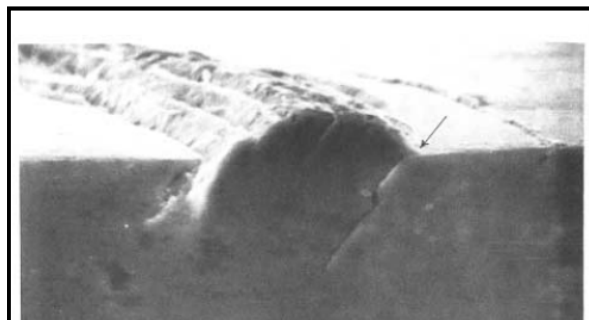


Figura 3.3 Microrroturas por fatiga

A mediados del siglo XX se consigue explicar el crecimiento de las grietas en términos de tensión plástica. Aprovechando los recientes descubrimientos Paris formula en 1961 su ley sobre crecimiento y propagación de las grietas en función de la tensión y de la amplitud de esta. La ley es:

$$\frac{da}{dN} = A \cdot (\Delta K)^m$$

donde:

- A y m son constantes que dependen del material.
- K es el factor de intensidad de tensiones.
- $\frac{da}{dN}$ es la pendiente de la curva de velocidad de crecimiento.
-

3.1.3 Características de la rotura por fatiga

El origen de la rotura por fatiga es un punto de concentración de tensiones en la superficie del material. A la hora de analizar la rotura de una pieza debido a fatiga se pueden diferenciar 3 zonas principales.

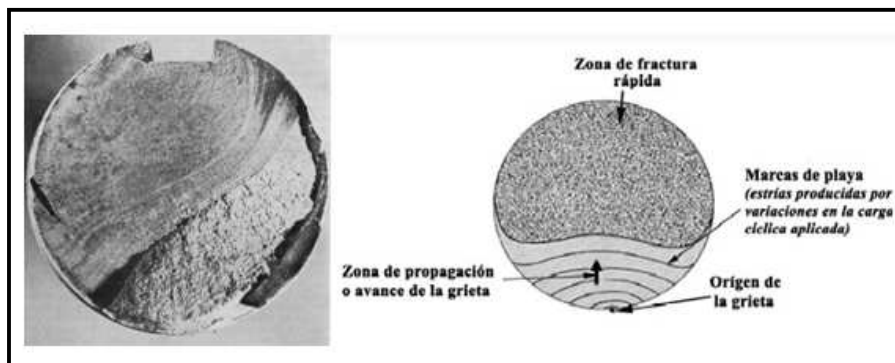


Figura 3.4 Zonas de la rotura por fatiga

La primera zona presenta un aspecto liso, en ella se muestran los estados de propagación de la grieta denominados líneas de playa. Esta grieta inicial se ha propagado lentamente desde su origen, en el punto de concentración de tensiones

La segunda zona presenta un aspecto rugoso, y su velocidad de propagación es rápida.

En la tercera la sección neta se ve tan reducida que es incapaz de soportar las cargas. En esta zona se pueden dilucidar algunas propiedades del material, por ejemplo si la superficie es cristalina era un material frágil, y si presenta aspecto fibroso era dúctil.

3.1.4 Estadios de fatiga

El desarrollo de una grieta hasta su fractura está definido por tres etapas principales, iniciación, propagación estable, y propagación acelerada que termina por producir la fractura.

3.1.4.1 Iniciación

Los puntos que sufren grandes cargas generan deformaciones plásticas en los granos próximos a la superficie localizándose en bandas de deslizamiento.

Cuando un grano superficial se deforma genera un escalón que se oxida, haciendo imposible revertir su deformación en ese plano. La deformación en sentido contrario acontece en otro plano, formándose otro escalón, oxidándose y bloqueándose. Al repetirse este ciclo se acaban formando protuberancias o intrusiones en el material que actúan de concentrador de tensiones. Esto genera microgrietas que se propagan por bandas de deslizamiento, formando unos 45° con la dirección de tracción.

En este estado, la dificultad de la microgrieta para propagarse es notable, por lo que suele progresar solo en un grano. Si la carga es algo más alta o con suficientes ciclos, se reinicia el mismo proceso en el grano siguiente.

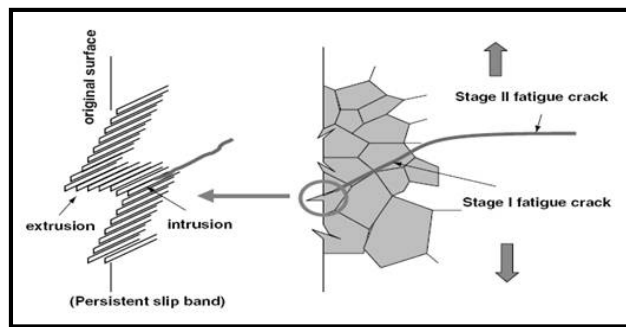


Figura 3.5 Inclusiones y extrusiones previas a la formación de la grieta

3.1.4.2 Propagación estable

Tras atravesar unos pocos granos la grieta cambia la dirección de propagación de 45° a 90° con respecto de la fuerza tractora ya que así su propagación requiere menos energía.

A partir de ese momento su propagación es estable y se ajusta a una ley potencial en el factor de intensidad de tensiones de acuerdo con la ley que propuso Paris (ver sección 3.1.2)

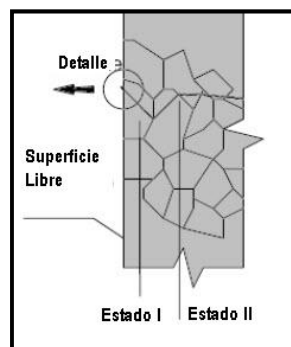


Figura 3.6 Paso del estadio I al II

Todavía en esta etapa las grietas son finas y difíciles de detectar, aunque estén cerca del fallo por rotura.

3.1.4.3 Propagación acelerada y rotura

Cuando aumenta el tamaño de la grieta el factor de intensidad de tensiones se aproxima a K_{IC} . Las zonas rotas por clivaje son frecuentes y la velocidad de rotura se acelera todavía más debido a esto. Al alcanzar el valor de K_{IC} la propagación aumenta considerablemente su velocidad hasta romper.

Esta última etapa no ha sido muy estudiada ya que el número de ciclos que presenta a penas es una pequeña fracción de la vida de la pieza.

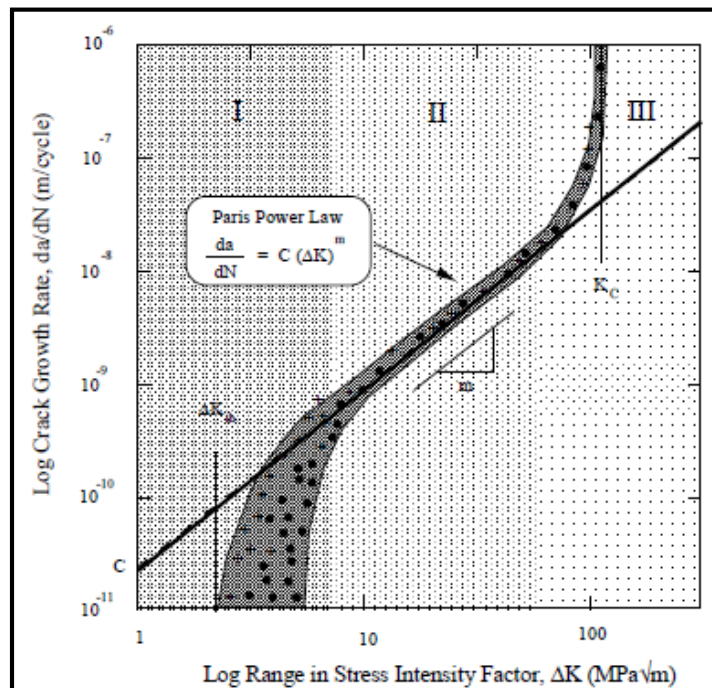


Figura 3.7 Muestra de los diferentes estadios de fatiga

3.2 MODELOS DE FALLA POR FATIGA

3.2.1 Modelo tensión – vida (S-N)

Es el más antiguo de los modelos de falla por fatiga. Es un modelo basado en ciclos de tensiones (que deben ser de amplitud constante) cuyo objetivo es determinar un límite de resistencia a fatiga de manera que las cargas puedan encontrarse por debajo de este nivel y así evitar el fallo. Suele ser más aplicable a fatiga de alto ciclaje.

La pieza es diseñada en base a la resistencia a fatiga del material y haciendo uso de un factor de seguridad de tal manera que los esfuerzos locales se mantengan bajos. La intención de mantenerlos bajos es que todo el elemento mecánico se mantenga en la zona elástica sin que ocurra ninguna fluencia plástica local que pueda iniciar una grieta.

Las ventajas de este modelo residen en la facilidad que tiene para ser aplicado y en que por haberse utilizado durante tanto tiempo existen una gran cantidad de datos. Sin embargo es el método más empírico y menos preciso de los tres.

Para la realización en la actualidad de este estudio hay que basarse en las investigaciones y ensayos desarrollados por Wöhler. Actualmente, para determinar la Curva de Wöhler se realiza el mismo ensayo de la viga rotatoria, hay que tener en cuenta que el ensayo debe realizarse mínimo 8 veces y modificando el esfuerzo de flexión para ser tenido en cuenta y que tanto la geometría de la probeta como las condiciones ambientales del laboratorio deben estar normalizadas. Este diagrama se representa en escala logarítmica.

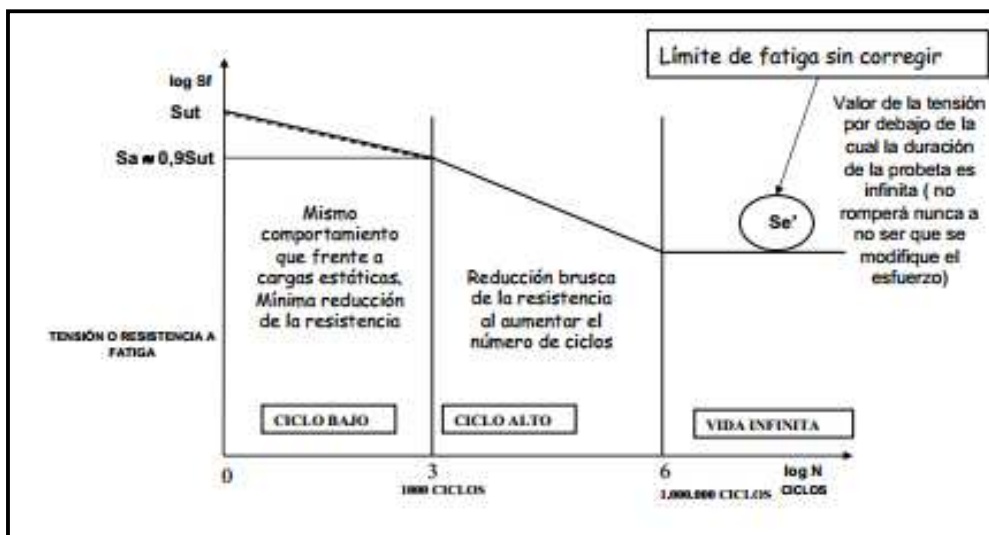


Figura 3.8 Diagrama S-N para un material ferroso

Como se puede apreciar, el diagrama de fatiga de los materiales férreos tienen tres zonas claramente diferenciadas.

- Zona de ciclo bajo: Abarca hasta los 10^3 o 10^4 ciclos aproximadamente. En esta zona el material se comporta de forma muy parecida a como se podría comportar en un régimen estático pero reduciendo un poco la resistencia, hasta

un 10% menor.

- Zona de ciclo alto: Abarca desde el final de la zona de ciclo bajo hasta los 106 ciclos. Su reducción es mucho más brusca en cuanto a la duración y el comportamiento del material ya se diferencia del régimen estático.
- Zona de vida infinita: Existe un valor de la tensión por debajo de la cual la duración de la probeta es infinita, esta tensión se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o límite sin corregir (S_e'). También existe una duración de ciclos por encima de la cual la probeta no romperá, para los aceros se encuentra entre 10^6 y 10^8 ciclos.

Se debe añadir que para los materiales no ferrosos y sus aleaciones la línea asintótica suele tener una pendiente ligeramente negativa, debido a eso no poseen límite de fatiga.

A lo largo de numerosos ensayos se ha determinado de manera experimental la relación a entre la resistencia de rotura a tracción (S_{ut}) y el límite a fatiga de la viga rotatoria (S_e'). Dependiendo del material se admiten las siguientes aproximaciones:

- Hierros y aceros forjados:

$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut}$	$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$
$S_e' = 700 \text{ MPa}$	$S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$
- Aceros colados:

$S_e' = 0,45 \cdot S_{ut}$	$S_{ut} \leq 600 \text{ MPa}$
$S_e' = 275 \text{ MPa}$	$S_{ut} \geq 600 \text{ MPa}$

3.2.1.1 Factores modificativos del límite de fatiga

El valor del límite de fatiga para viga rotatoria solo es válido para las condiciones normalizadas con las que se realiza el ensayo.

Las piezas que se analizan casi nunca coinciden con las geometrías ni con el ambiente normalizado. Para poder utilizar los datos obtenidos en el ensayo y adecuarlos a elemento mecánico que se analiza se recurre a la aplicación de coeficientes modificadores del límite de fatiga determinados empíricamente.

Una vez aplicados dichos factores el resultado es la obtención del límite de fatiga corregido. La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de viga rotatoria, el límite de fatiga corregido y los coeficientes modificadores se denomina Ecuación de Marin. A continuación se representa la ecuación:

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

donde:

- K_a es el factor de acabado superficial.
- K_b es el factor de tamaño.
- K_c es el factor de confiabilidad.
- K_d es el factor de temperatura.
- K_e es el factor de concentración de tensiones.
- K_f es el factor de efectos diversos.

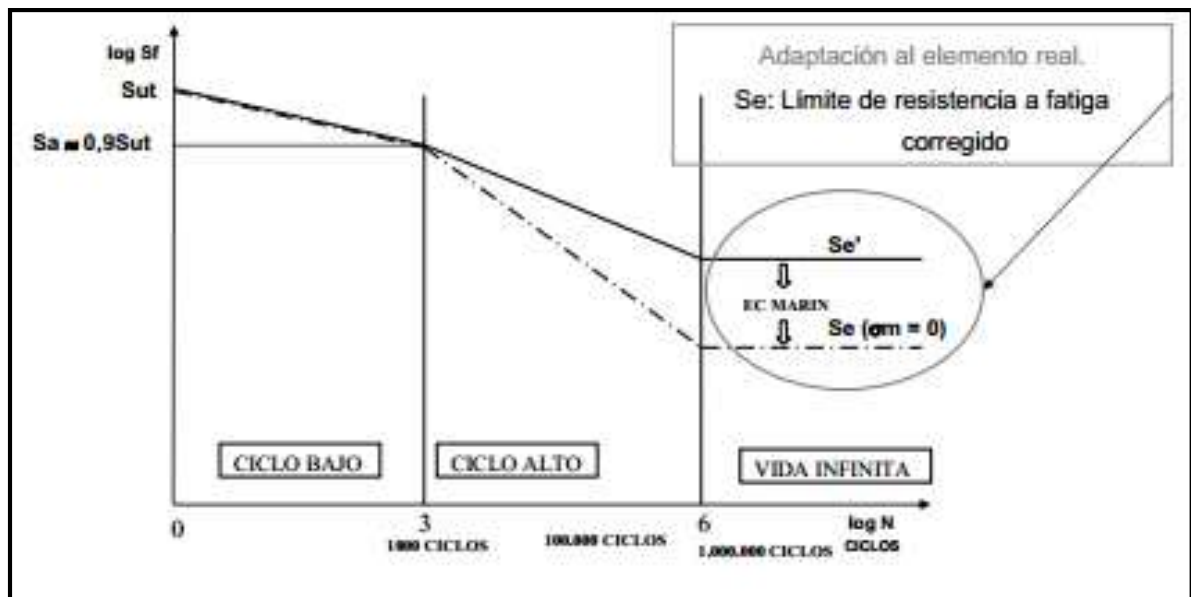


Figura 3.9 Efectos de la Ecuación de Marin

3.2.1.1.1 Factor de acabado superficial (K_a)

En el ensayo de la viga rotatoria la superficie de la probeta está pulida y además recibe un pulido final fino con el objetivo de eliminar las ralladuras circunferenciales.

Se ha comprobado que al disminuir la calidad de los acabados superficiales este factor tiende a disminuir. Esta disminución se debe a que al existir rugosidades en la superficie se produce un efecto de concentración de tensiones que propician el inicio de microgrietas.

La fórmula para obtener K_a es la siguiente:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde los coeficientes a y b han sido obtenidos experimentalmente y se

buscan en la siguiente tabla:

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Figura 3.10 Coeficientes según el acabado superficial

También puede obtenerse mediante gráficas.

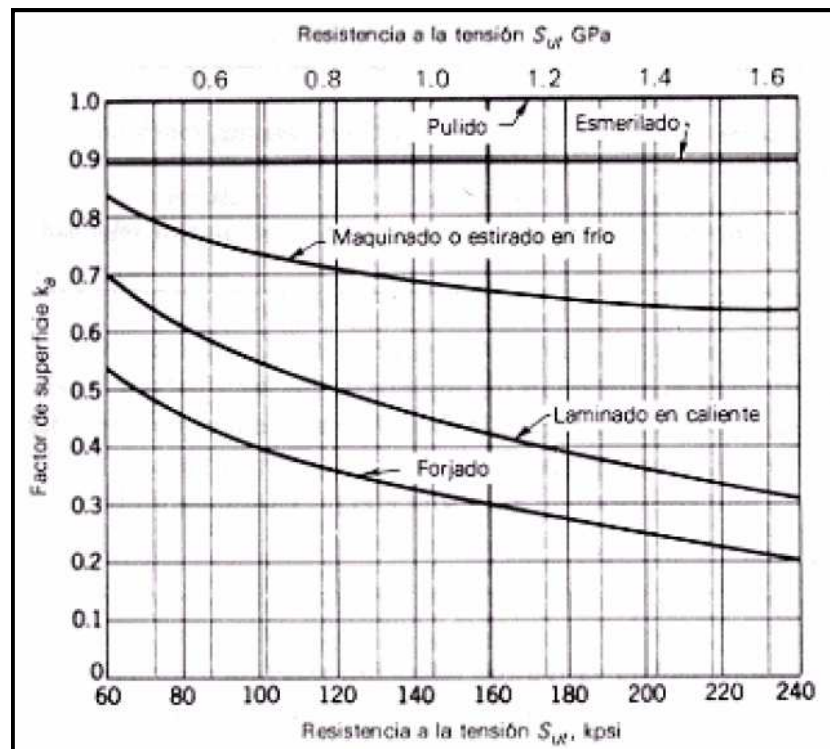


Figura 3.11 Determinación de K_a mediante la gráfica

3.2.1.1.2 Factor de tamaño (K_b)

Los diámetros de las probetas normalizadas son de 7,5 y 12 mm. Sin embargo los diámetros de las piezas analizadas no tienen por qué ser eso, ni siquiera tienen por qué tener forma circular. Se ha determinado que por lo general, cuanto mayor es el diámetro menor es el límite de fatiga. Pueden presentarse distintos casos a la hora de medir este coeficiente para secciones circulares.

- En el caso de que haya cargas axiales, según algunos autores el coeficiente debe de ser de valor 1. Otros afirman que se deben seguir las siguientes consideraciones:

$$K_b = 1$$

$$d < 10 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,6 - 0,7 \cdot d \text{ (dependiendo de la excentricidad)}$$

$$d < 10 \text{ mm}$$

- Si las probetas se encuentran sometidas a flexión o a torsión el coeficiente de tamaño debe calcularse de la siguiente forma:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad 2,79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{0,097} \quad 52 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$$

Puede darse el caso de que las secciones que se buscan analizar no sean circulares, en ese caso se debe calcular el diámetro efectivo de tal forma que la reducción del límite de fatiga para una probeta con diámetro igual al diámetro efectivo sea igual que la de la probeta sin sección circular.

Este diámetro efectivo se calcula a partir del área del 95% del esfuerzo denominada A_{95} . En la sección sometida a alguna carga se genera una distribución de tensiones, siendo máxima en algún punto y si se analizan todas las tensiones máximas que surgen debido al esfuerzo alternante existirá una que sea la máxima de todas. A_{95} es el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto. Por lo tanto se define como diámetro efectivo al diámetro que debe de tener una probeta de sección circular para que su A_{95} coincida con el A_{95} de la probeta a estudiar. Una vez determinado el diámetro efectivo se aplican los casos descritos anteriormente. También pueden presentarse distintos casos.

- Para calcular el diámetro efectivo de una sección de viga rotatoria cilíndrica y hueca se empieza hallando el A_{95} de una probeta de sección circular.

$$A_{95} = \pi \cdot (d^2 - 0,95 d^2) / 4 = 0,0766 \cdot d^2$$

En el caso de vigas redondas, ya sean macizas o huecas, el A_{95} es dos veces mayor que el área exterior de dos cuerda paralelas con una separación de $0,95D$, siendo D el diámetro. Al realizar el cálculo se obtiene:

$$A_{95} = 0,0105 \cdot D^2$$

Igualando ambos resultados se obtiene el diámetro efectivo:

$$d_e = 0,37 \cdot D$$

- En una pieza de sección rectangular la metodología es la misma, se calcula el A_{95} de la pieza a estudiar y de la viga circular y se igualan :

$$A_{95} = \pi \cdot (d^2 - 0,95 d^2) / 4 = 0,0766 \cdot d^2$$

$$A_{95} = 0,05 \cdot A_{\text{rectangular}} = 0,05 \cdot h \cdot b$$

$$d_e = \sqrt{0,05/0,0766 \cdot h \cdot b} = 0,808 \cdot \sqrt{h \cdot b}$$

3.2.1.1.3 Factor de confiabilidad (K_c)

Este factor, permite calcular de forma analítica un coeficiente con el fin de diseñar un elemento mecánico sometido a fatiga teniendo en cuenta la probabilidad en los ensayos realizados.

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Figura 3.12 Factor de confiabilidad

3.2.1.1.4 Factor de temperatura (K_d)

La temperatura modifica las propiedades del material por completo como la resistencia elástica, de rotura o fatiga. Eso es debido a que las altas temperaturas movilizan las dislocaciones y transforman un proceso relativamente independiente del tiempo en dependiente. Existen también interacciones complejas en las que interviene el flujo plástico debido a esfuerzos estáticos o de valor medio, la atmosfera ambiental y el proceso de fatiga. Debido a lo complicado de su cálculo se recomienda este criterio:

$$K_d = 1 \quad T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_d = 0,6 - 0,0058 \cdot (T - 450) \quad 450 \text{ } ^\circ\text{C} \leq T \leq 550 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.1.1.5 Factor de concentración de tensiones (K_e)

Es bastante probable encontrar elementos mecánicos con discontinuidades como agujeros, chavetas o ranuras. La influencia que poseen se estudia con el factor de concentración de tensiones.

Para un material dúctil, el exponerse a cargas dinámicas hace que a pesar de ser capaz de deformarse plásticamente no le da tiempo a ello y que por eso se tenga que aplicar el factor de concentración de tensiones. Sin embargo si se encuentra en un régimen estático el factor se considera nulo.

En un material frágil la concentración de tensiones es muy alta si se le añade que la rotura no va precedida por una deformación plástica el resultado es un tipo de

fractura muy peligrosa. Por este motivo es necesario aplicar el factor tanto en régimen estático como dinámico.

Para el cálculo del coeficiente de concentración de tensiones se aplicarán las siguientes fórmulas:

$$K_e = \frac{1}{R_f} \quad q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}$$

donde:

- R_f es el factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga.
- q es el factor de sensibilidad a las ranuras (depende del material).
- K_t es el factor de concentración de tensiones teórico.

El valor de K_t se puede hallar en gráficas como las siguientes, y es función de la geometría de la pieza, así como de los esfuerzos que esta sufre y del tipo de discontinuidad.

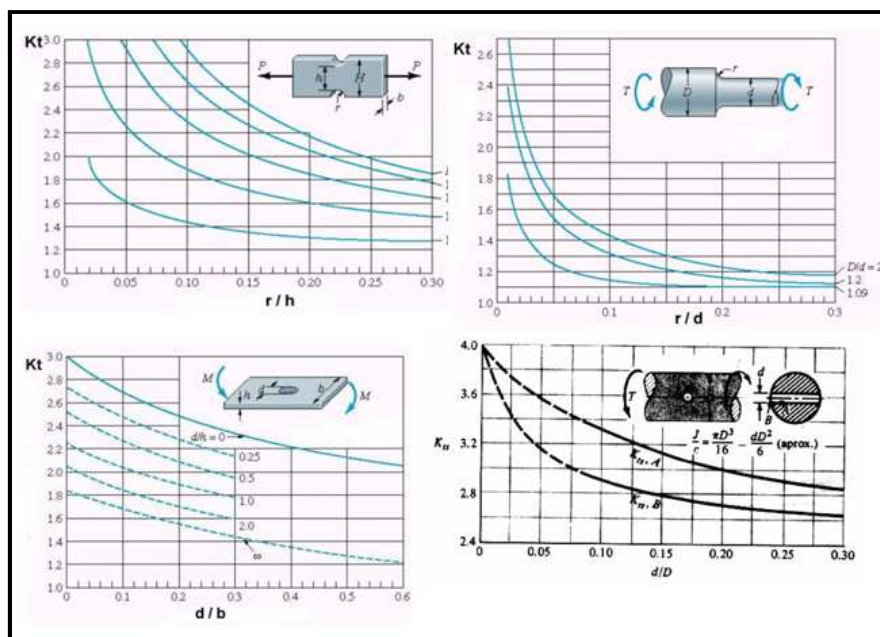


Figura 3.13 Gráficas para determinas K_t

Una vez determinado el valor del factor de concentraciones teórico se calcula el factor de sensibilidad también mediante gráficas y en función de las propiedades del material.

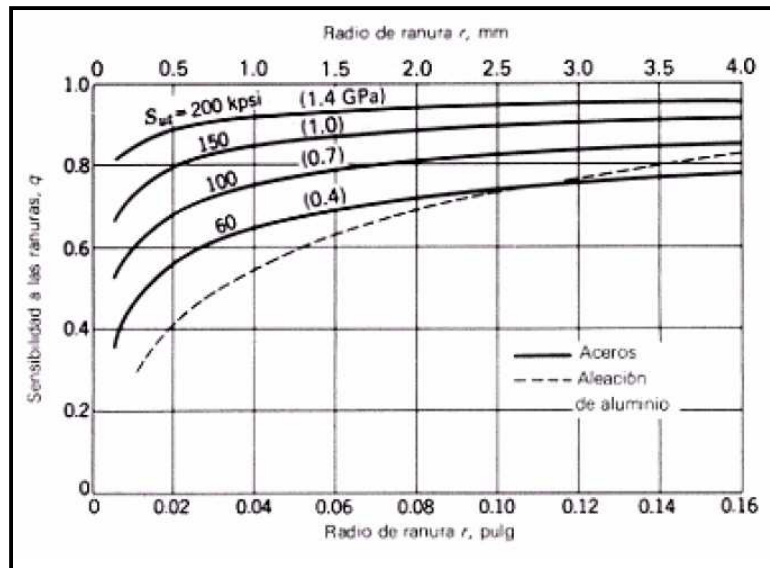


Figura 3.14 Gráfica para determinar el valor del factor de sensibilidad para cargas alternantes axiales y de flexión

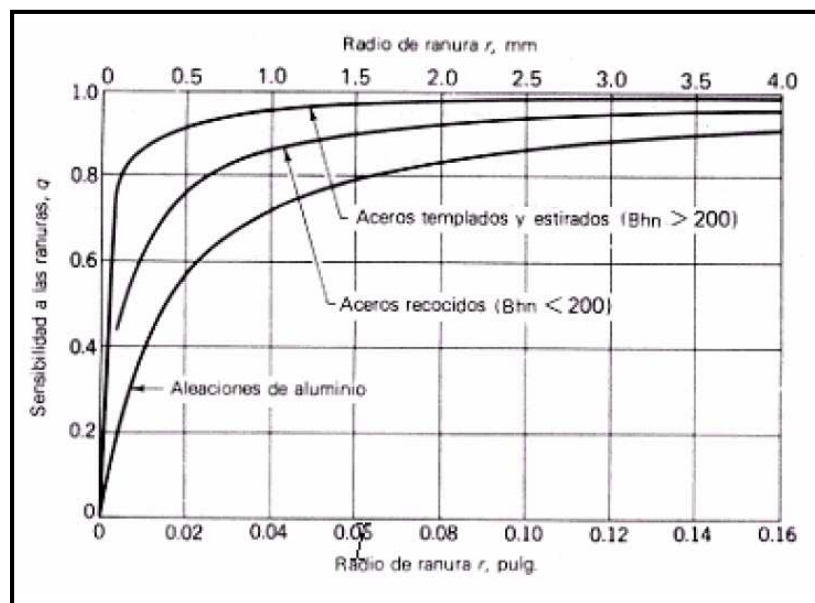


Figura 3.15 Gráfica para determinar el valor del factor de sensibilidad para cargas alternantes de torsión

Una vez determinados ambos factores se puede calcular el factor de reducción de la resistencia, hallando su inversa se obtiene el factor de concentración de tensiones.

3.2.1.1.6 Factor de concentración de efectos diversos

En este factor se abarcan otros aspectos que no se hayan tenido en cuenta anteriormente, para cuantificarlos se utiliza la realización de experimentos. Los más

importantes serán descritos a continuación.

- Esfuerzos residuales o remanentes: Son los esfuerzos que se encuentran en el material en ausencia de carga. Pueden ser de compresión y aumentar el límite de fatiga o de tracción y disminuirlo. Algunas operaciones que introducen esfuerzos de compresión son el laminado en frío o el chorreado de arena.
- Características direccionales operacionales: En piezas provenientes de laminado, estirado o forja, la direccionalidad de la operación afecta en el comportamiento del material, que se transforma en anisótropo. De esta forma la resistencia a fatiga en esfuerzos transversales es un 10-20% menor que en longitudinales.
- Temple superficial: Los límites de fatiga entre la capa de temple y el núcleo poseen diferentes valores. Puede suceder que el valor del límite de fatiga del núcleo en la zona de unión, siendo entonces el límite de fatiga del núcleo el que domina el diseño.

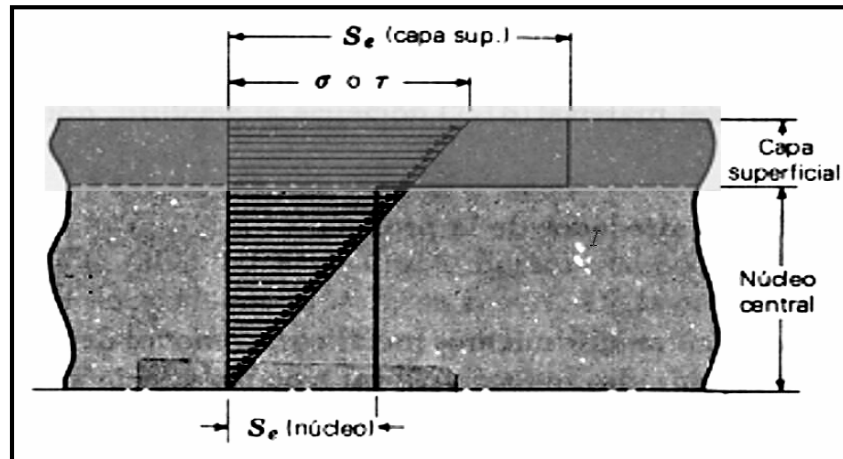


Figura 3.16 Pieza con temple en la que se supera el límite de fatiga en la unión

- Corrosión: Disminuye la resistencia a fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la aparición de microgrietas.
- Recubrimiento electrolítico: Suelen disminuir los límites de fatiga. En cromado o niquelado puede disminuir un 50%, en aleaciones ligeras sometidas a flexión con oxidación anódica un 39% y en galvanizados no afecta.
- Corrosión por apriete: Se produce por el movimiento microscópico de la superficie en piezas ajustadas. Se detecta por el cambio de color en la superficie o picaduras. Este factor puede variar entre 0.29 y 0.7.

3.2.1.2 Esfuerzos fluctuantes

3.2.1.2.1 El patrón sinusoidal

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria suelen adoptar la forma de patrón sinusoidal debido al uso de máquinas rotatorias. En la siguiente figura se podrá ver un

buen ejemplo de patrón sinusoidal.

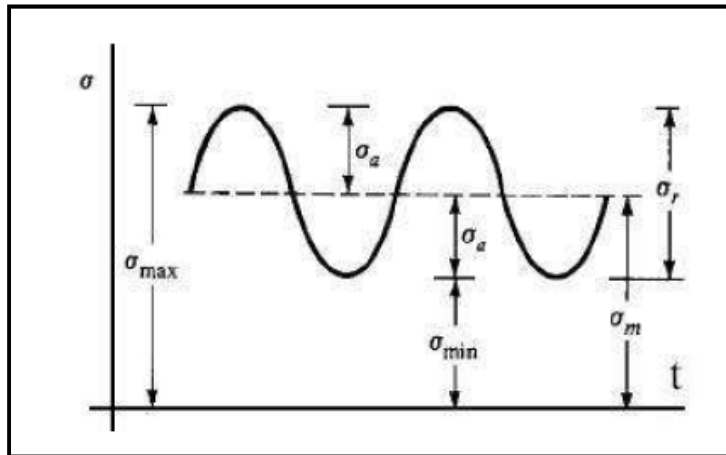


Figura 3.17 Esfuerzo fluctuante sinusoidal

Donde:

- σ_{\max} es la tensión máxima.
- σ_{\min} es la tensión mínima.
- σ_a es la tensión alternante.
- σ_m es la tensión media.
- σ_r es el intervalo total de tensión.
- σ_s es la tensión estática.

Conviene indicar que la tensión estática no es igual a la tensión media, de hecho la tensión estática puede tener cualquier valor entre la tensión máxima y la mínima.

El procedimiento a seguir para estudiar este tipo de estado de tensiones es descomponer la carga en sus tensiones medias y alternantes.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \qquad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

El estado tensional resultante se considerará como la superposición un estado de carga constante producido por la tensión media y un estado de carga variable producido por la tensión alternante.

El estudio se planteará de tal manera que se busque una relación entre la componente alternante de la tensión y el número de ciclos que resiste el elemento mecánico. El valor de la tensión tensión media, en caso de que sea a compresión apenas afectará al límite de fatiga, sin embargo, si el valor es a tracción el límite a fatiga se verá disminuido.

3.2.1.1.2 Tipos de esfuerzos fluctuantes

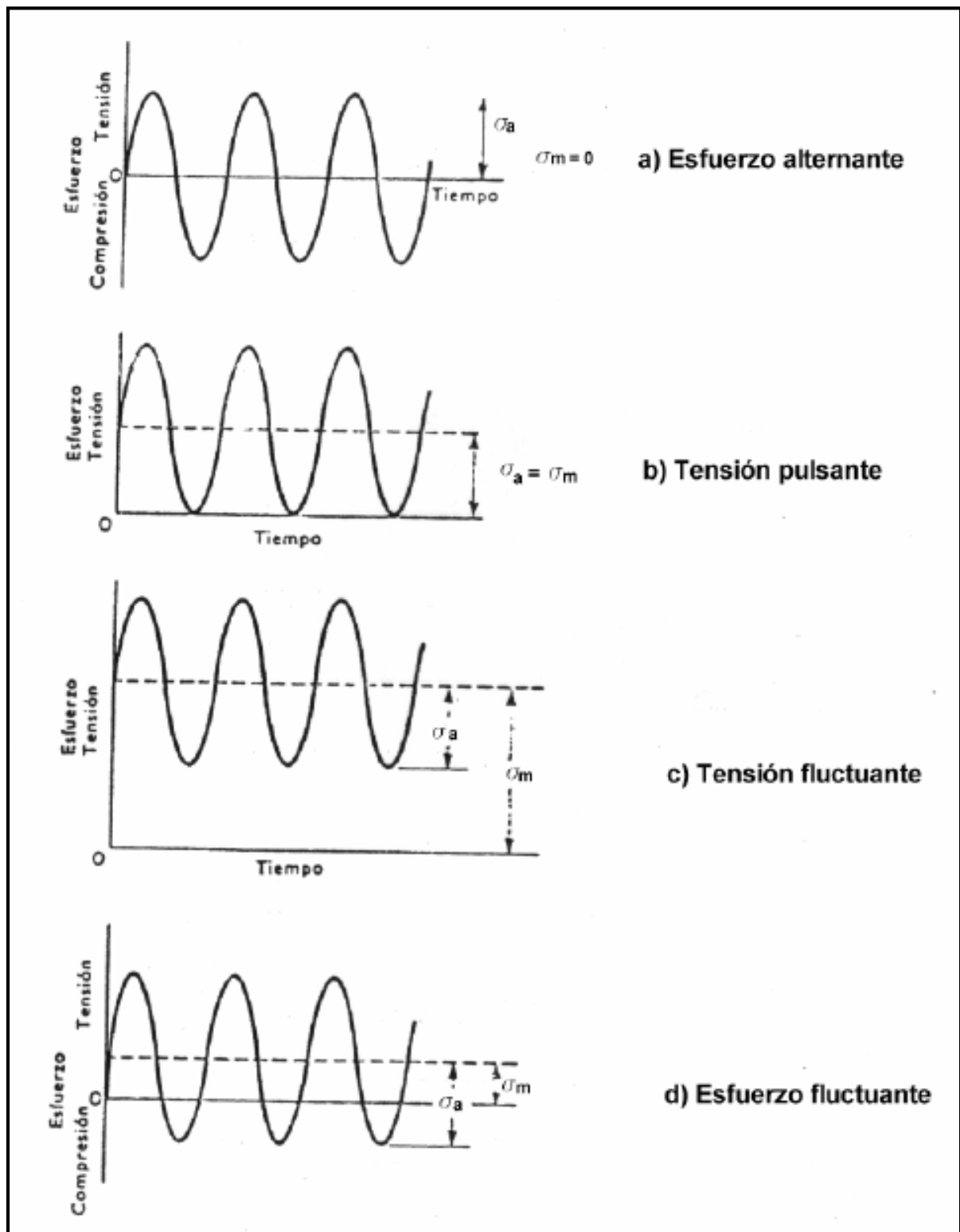


Figura 3.18 Tipos de esfuerzos fluctuantes

3.2.1.1.3 Métodos de análisis para tensiones medias no nulas

Muchos elementos mecánicos sufren tensiones medias distintas de 0, de hecho son la mayoría. Sin embargo, no siempre es posible encontrar datos experimentales a parte de los ofrecidos por el ensayo de viga rotativa, en la que la tensión no nula. Debido a eso se han desarrollado distintos criterios empíricos para determinar el fallo a fatiga para una vida determinada. Tres de los más importantes serán desarrollados a continuación.

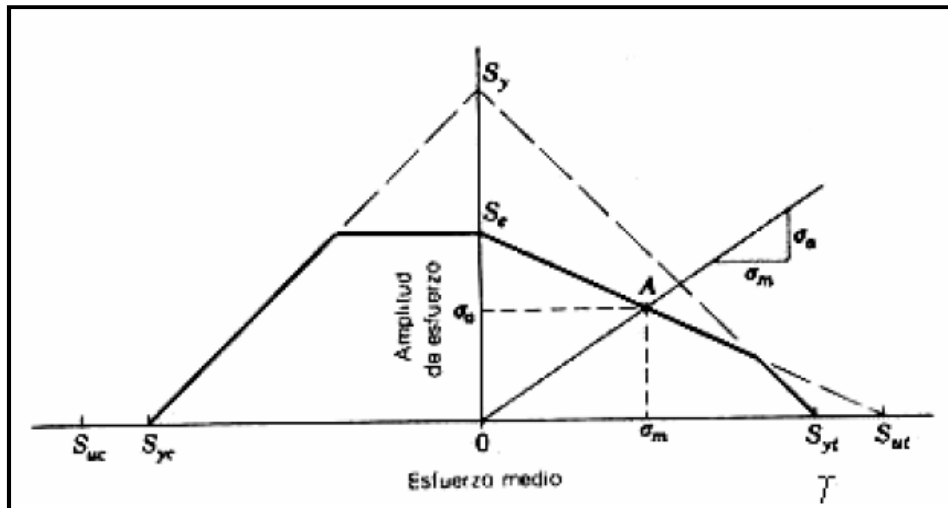


Figura 3.19 Gráfica de esfuerzo alternante y esfuerzo media

- Criterio de Goodman

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante la recta que une los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. Se deduce por lo tanto que para una tensión media nula el valor de la tensión alternante que genera fallo es S_f y para una carga alternante nula el valor de la tensión media que genera fallo es S_{ut} . Queda representado en la ecuación siguiente:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

La ecuación de Goodman suele escribirse en términos de resistencia de la siguiente forma:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

Este criterio se expresa mediante una relación lineal, lo que constituye una ventaja, además se aproxima de forma muy notable a la realidad por lo que es la práctica es el más usado.

- Criterio de Sorderberg

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante la recta que une los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{yt}, 0)$. Se deduce por lo tanto que para una tensión media nula el valor de la tensión alternante que genera fallo es S_f y para una carga alternante nula el valor de la tensión media que genera fallo es S_{yt} . La rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

Este criterio suele arrojar resultados conservadores, por lo que es más utilizado Goodman.

- Criterio de Gerber

A diferencia de los anteriores este criterio no es lineal, sino que la variación entre la tensión media y la alternante se representa mediante una parábola con vértice en el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. La rotura a N ciclos se producirá cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así, la rotura a N ciclos se produce cuando:

- Comparación de los 3 criterios

Cuando el punto que representa el estado tensional en función de las tensiones alternantes y medias se encuentra por debajo de las curvas se considera que es seguro para la duración que se ha diseñado. Si se encuentra sobre la línea significa que una vez que se haya llegado a dicha duración habrá fallo. En última instancia, si se encuentra por encima de estas el fallo se producirá antes del tiempo para el que ha ido diseñado.

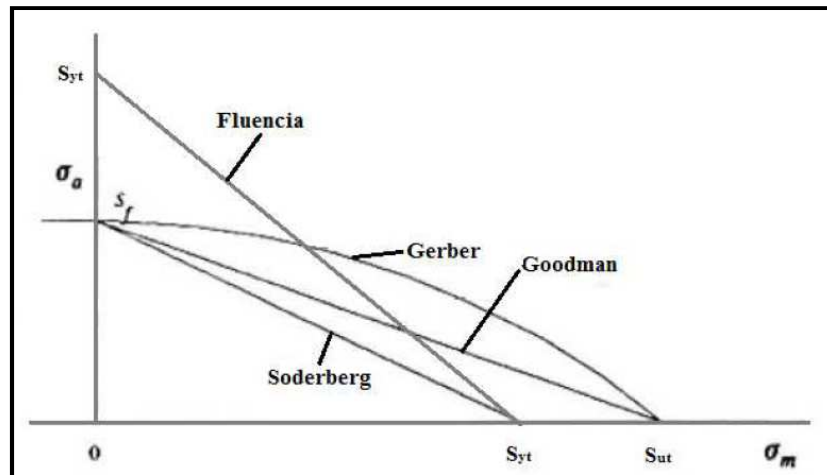


Figura 3.20 Representación de los criterios y de la línea de fluencia

El criterio de Goodman es el que más se aproxima a la realidad de los tres, por lo tanto es el más usado.

Aplicando el criterio de Sorderberg también se previene contra el fallo por fluencia si se cumplen que no hay fallo a fatiga. Los otros criterios no tienen esta cualidad, por lo que en caso de que se usen es necesario un análisis a fluencia previo.

Como se puede observar en la figura 3.19, si la tensión media es un valor de compresión no afecta a la resistencia alternante. Por lo tanto la representación de los distintos criterios será una línea horizontal hasta que se cruce con la línea de fluencia. El fallo se produciría por tanto a fluencia y no a fatiga.

3.2.1.1.4 Línea de carga

En la mayoría de los sistemas mecánicos las variaciones de la tensión alternante solo pueden presentarse debido a las variaciones de la tensión media.

Un buen ejemplo serían las tensiones sufridas por el diente de un engranaje, el cual cuando está engranado sufre un esfuerzo de flexión y cuando desengrana el esfuerzo que sufre es 0. Debido a esto tanto la tensión media como la alternante tendrán el mismo valor que será la mitad de la tensión máxima, siendo de esta forma imposible que una variación en la tensión de cualquiera de ellos no repercuta en la otra tensión.

La línea de carga será la representación en un diagrama σ_m - σ_a de los posible estados tensionales del sistema que se estudia, cuando la carga experimenta variaciones de acuerdo con la naturaleza del sistema.

A continuación se mostrará una línea de carga para el criterio de Goodman donde el punto A representará la situación en la que se produce el fallo en caso de que la vida fuese infinita.

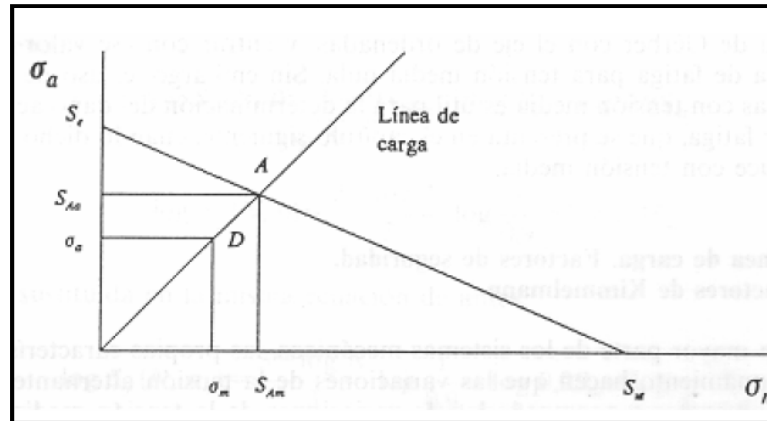


Figura 3.21 Línea de carga según el criterio de Goodman

Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de carga, el objetivo sería encontrar un número por el que se ha de multiplicar la carga, y por tanto las tensiones hasta que las tensiones media y alternante correspondiesen con el punto A.

Por lo tanto si se multiplica un estado de cargas y por tanto también sus tensiones por un factor determinado hasta que las tensiones media y alternante lleguen al estado límite (punto A) se habrá determinado el factor de seguridad.

- En el caso de Goodman se calcularía de la siguiente forma:

$$\frac{S_{aa}}{S_e} + \frac{S_{am}}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = n$$

- Para Sorderberg sería:

$$\frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}}} = n$$

- Para Gerber sería:

$$\frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2} = n$$

3.2.2 Modelo deformación - vida (ϵ -N)

El hecho de que se inicie una grieta implica que ha habido fluencia, este periodo de iniciación requiere un modelo basado en deformaciones y no en esfuerzos debido a que este último se basa en evitar la formación de grietas y no estudia situaciones donde ocurra fluencia plástica local.

Por ese motivo el procedimiento deformación-vida es el más adecuado en situaciones donde se sabe que los esfuerzos cíclicos son lo bastante elevados para generar fluencia local. Con este modelo puede considerarse también el daño acumulado por variaciones de la amplitud o sobrecarga.

Es el modelo teórico más completo y su uso es el más complicado, por ese motivo requiere una solución computacional. Además puede aplicarse correctamente en fatiga de bajo ciclaje y fatiga de alto ciclaje.

3.2.2.1 Curvas cíclicas

Ante cargas cíclicas el material puede sufrir un endurecimiento o un ablandamiento al comienzo hasta que se estabiliza. La curva de definición del material se puede obtener al superponer los distintos lazos de histéresis y conectar los vértices de los ciclos producidos por varios ensayos con distintas amplitudes de deformación una vez estabilizado. La ecuación del comportamiento es la de Ramberg-Osgood.

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{k'}\right)^{1/n'}$$

Donde:

- E es el módulo de Young.
- k' es el coeficiente de resistencia cíclica.
- n' es el coeficiente de endurecimiento por deformación cíclica.

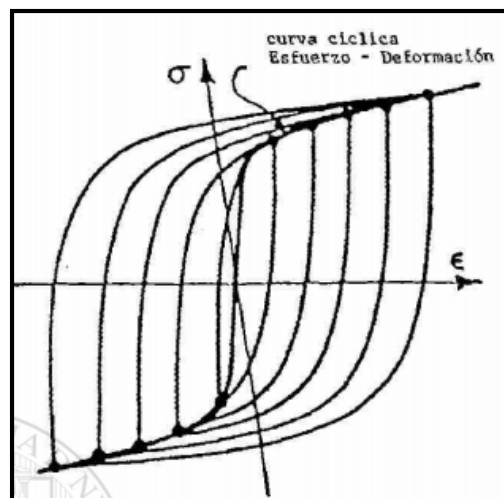


Figura 3.22 Determinación de la curva de definición del material

El uso de la hipótesis de Massing permite estimar los lazos de histéresis estabilizados para un material con comportamiento simétrico en tracción y compresión. La hipótesis dice que los lazos de histéresis estabilizados pueden ser obtenidos duplicando la curva cíclica esfuerzo-deformación. En la siguiente figura se observan los pasos.

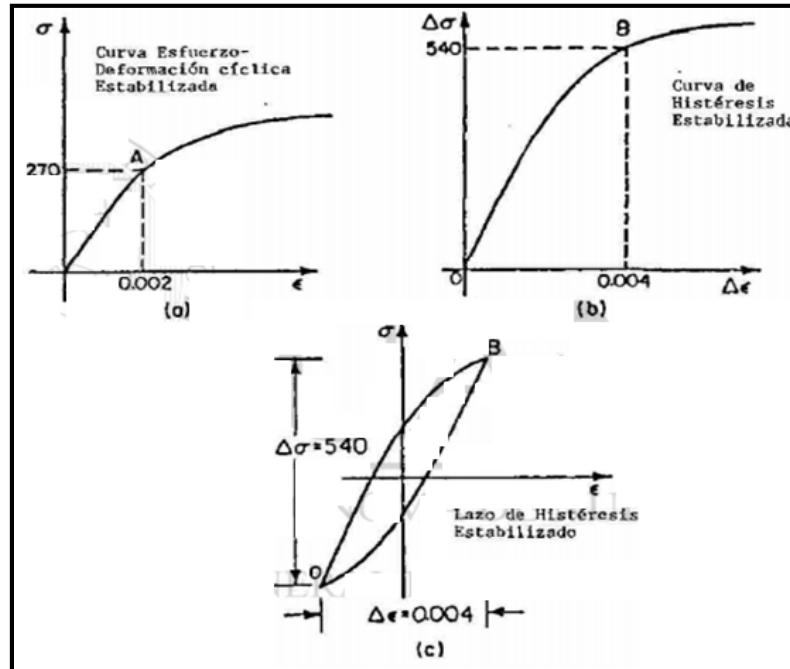


Figura 3.23 Aplicación de la hipótesis de Massing

3.2.2.2 Determinación de la gráfica deformación-vida

Una vez se ha determinado la historia de los ciclos de histéresis tensión-deformación a los que se ha sometido el elemento se podrá establecer una relación entre estos y la vida útil.

Para niveles bajos de carga, en los que la deformación producida se encuentra en régimen elástico, la vida del componente se puede correlacionar con la amplitud de tensiones según la ley de Basquin:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_a = \sigma'_f \cdot (2N_i)^b$$

donde:

- $2N_i$ es el número de inversiones de carga (hay 2 inversiones por ciclo).
- σ'_f es el coeficiente de resistencia a fatiga.
- b es el exponente de resistencia a fatiga (varía entre -0,05 y -0,12).
- $\Delta\sigma$ es el rango de tensión.

Para niveles altos de carga, en los que la deformación producida suele ser en régimen plástico la vida del componente se puede correlacionar con la amplitud de deformaciones mediante la ley de Coffin – Manson:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f \cdot (2N_i)^c$$

donde:

- ε'_f es el coeficiente de ductilidad a fatiga.
- c es el exponente de ductilidad a fatiga. (su valor está entre -0,5 y -0,7)

Las dos ecuaciones anteriores actúan como asíntotas en la representación de la gráfica logarítmica de la amplitud de deformaciones frente a los ciclos de vida.

A través de la ecuación de Coffin – Manson – Morrow se ajusta la curva de predicción de vida a ambas asíntotas con la que se obtiene una relación válida para cualquier nivel de carga:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_i)^b + \varepsilon'_f \cdot (2N_i)^c$$

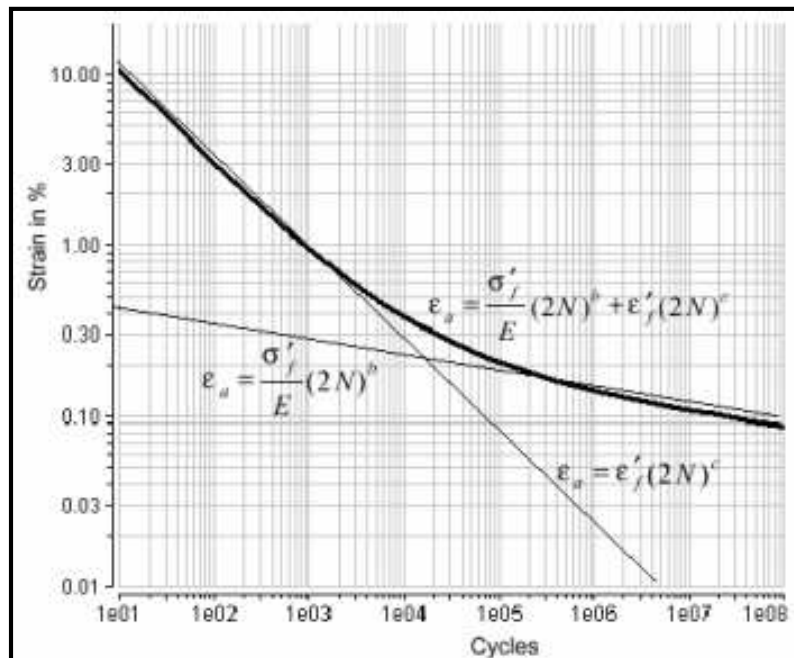


Figura 3.24 Gráfica deformación – vida

Una vez determinada la gráfica deformación – vida hay que definir un parámetro de daño aplicando correcciones para estimar el daño de un ciclo completo de carga.

El primer efecto a corregir es el de la tensión media ya que la propagación de la grieta es favorecida por tensiones de tracción. Por este motivo en caso de que la tensión media en un ciclo sea de tracción se calculará un término en la ecuación del daño que lo mayor. Los dos parámetros de daño más comunes se muestran a continuación junto con sus correcciones.

- Parámetro de Smith-Watson-Topper:

$$\sigma_{max} \cdot \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} \cdot (2N_i)^{2b} + \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot (2N_i)^{b+c}$$

- Parámetro de Morrow:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} \cdot (2N_i)^b \cdot \left\{ 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f'} \right\} + \varepsilon_f' \cdot (2N_i)^c$$

Por último se compone el histograma de ciclos en amplitud y valor medio asociado a la historia de cargas. Una vez determinado se aplica el parámetro de daño equivalente y mediante la Regla de Miner se obtiene el daño total al sumar el daño asociado a cada grupo de ciclos.

3.2.2.3 Ley de los materiales uniformes

Aunque no forma parte del modelo deformación – vida, los autores Baumer Jr. y Seeger desarrollaron un conjunto de propiedades genéricas (ley de los materiales uniformes) para modelar aceros no aleados, aceros de baja aleación, aleaciones de titanio y aleaciones de aluminio solo aplicable a dicho modelo de falla.

Esta ley permite que solamente se necesite de la tensión última para la determinación de la curva deformación vida.

Aceros de baja aleación	Aleaciones de aluminio
Aceros no aleados	Aleaciones de titanio
$\sigma_f' = 1,5 \sigma_v$	$\sigma_f' = 1,67 \sigma_v$
$b = -0,087$	$b = -0,095$
$\varepsilon_f' = 0,59 \psi$	$\varepsilon_f' = 0,35$
$c = -0,58$	$c = -0,69$

Figura 1.25 Propiedades genéricas de los 4 materiales

- Para aceros no aleados y de baja aleación la ecuación de Coffin – Manson - resultante es:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{1,5 \cdot \sigma_u}{E} \cdot (2N_i)^{-0,087} + 0,59 \cdot \Psi \cdot (2N_i)^{-0,58}$$

donde:

- σ_u es la resistencia última.
- El valor de Ψ es :

$$- \quad \frac{\sigma_u}{E} \leq 0,003 \quad \Psi = 1$$

$$- \quad \frac{\sigma_u}{E} > 0,003 \quad \Psi = 1,375 - 125 \cdot \frac{\sigma_u}{E}$$

- Para aleaciones de aluminio y de titanio la ecuación de Coffin – Manson resultante es:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{1,67 \cdot \sigma_u}{E} \cdot (2N_i)^{-0,095} + 0,35 \cdot (2N_i)^{-0,69}$$

3.2.3 Mecánica de fractura elástico lineal (MFEL)

Es el modelo más adecuado para analizar la propagación de las grietas que han surgido. Suele ser utilizado para predecir la vida que les queda a las piezas que han sido agrietadas en servicio.

3.3 ACUMULACIÓN DE DAÑO

En los modelos tensionales estudiados hasta ahora las cargas alternantes tenían valores constantes, sin embargo lo más general es que no sea así y que las cargas alternantes sean variables. Varios métodos han sido desarrollados para el estudio de las cargas de amplitud variable basándose en los estudios previos de las de amplitud constante.

3.3.1 Concepto de daño acumulativo a fatiga

Se han desarrollado diferentes aproximaciones para estudiar el daño acumulativo durante las etapas de iniciación y propagación.

Para la etapa de iniciación ha sido más difícil desarrollar modelos que realicen aproximaciones. Eso es debido a que durante esta fase los mecanismos de daño a fatiga son microscópicos y solo pueden ser medidos en laboratorios bajo condiciones extremadamente controladas, por lo que los métodos de sumarización de daños son mayoritariamente empíricos.

Es más sencillo estudiarlo durante la fase de propagación ya que se relaciona directamente con el tamaño de la falla. Los métodos desarrollados hasta ahora son capaces de relacionar el tamaño de la falla con la secuencia de cargas. Esto ha sido posible gracias a que el daño puede ser observado y medido.

3.3.2 Modelos de sumarización del daño acumulativo

3.3.2.1 Modelos de acumulación lineal de daño

El modelo más utilizado fue propuesto por Palgrem en 1924 y desarrollado posteriormente por Miner en 1945.

En este modelo se cuentan las fracciones de vida d_i que consumen la aplicación de n_i ciclos sobre el número de ciclos a rotura del elemento mecánico N .

$$d_i = \frac{n_i}{N}$$

El fallo del elemento mecánico se producirá cuando la suma de esas fracciones sea mayor o igual a 1.

$$D_i = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N} \geq 1$$

La regla de Miner puede ser representada en un diagrama S-N. En la figura que se muestra a continuación se puede observar como al haber consumido una fracción de la vida de la pieza la curva se desplaza a la izquierda una distancia horizontal equivalente a la fracción de vida que se ha reducido mientras que conserva su pendiente.

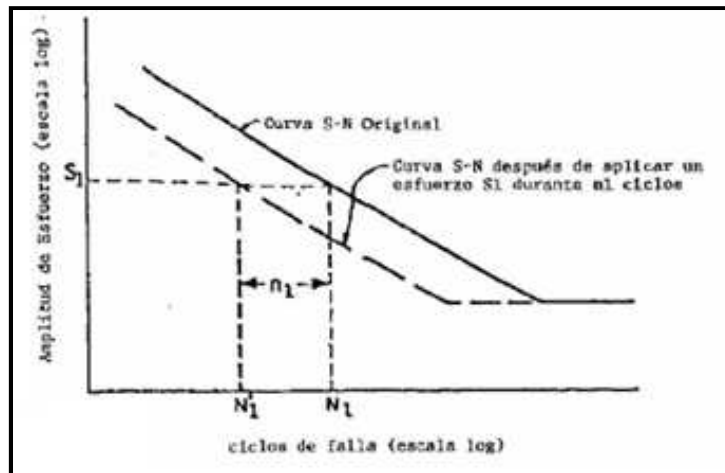


Figura 2.26 Representación gráfica de la regla de Miner

Numerosos estudios han trabajado en esto para verificar la regla de Miner. La mayoría se han basado en pruebas de dos pasos de historia. En ellas se aplica un primer esfuerzo S_1 para n_1 y a continuación otro esfuerzo S_2 hasta que ocurre la falla. Si en la prueba $S_1 > S_2$ se llama prueba de rango alto-bajo si es a la inversa se llama prueba de rango bajo-alto. La mayoría de los resultados obtenidos muestran el fallo entre 0,5 y 2, bastante próximo al valor dado por Miner, sin embargo las pruebas de alto-bajo muestran resultados más bajos que las pruebas bajo-alto, por lo que se considera que las pruebas alto-bajo no se conserva la regla de Miner.

El problema de estos estudios es que en la realidad las cargas aparecen de manera aleatoria, no por pasos y al realizar pruebas con cargas alternantes aleatorias se observa una buena correlación con la regla de Miner.

Esta regla tiene algunos inconvenientes. El primero es que no considera la historia de las cargas, lo cual es importante como se ha observado en las pruebas alto-bajo. El segundo es que la regla es independiente de la amplitud de deformación ya que a altas amplitudes de deformación la microgrieta se inicia a los pocos ciclos mientras que si la amplitud de deformación es baja aumenta la vida del elemento mecánico.

3.3.2.2 Modelos de acumulación no lineal de daño

Cualquier modelo que propone una acumulación no lineal de daño es expresado mediante una curva de daño y no una línea recta. El concepto de la curva de daño establece que la acumulación de éste se produce siguiendo la curva asociada con el nivel de vida (o de tensión aplicada) correspondiente.

Se han desarrollado una buena cantidad formulaciones de acumulación no lineal de daño que tienen en cuenta la secuencia de las cargas. Su inconveniente es que estas teorías requieren secciones y materiales constantes.

Uno de los primeros modelos es el de Marco-Starkey (1954) que básicamente es un refinamiento del modelo lineal en el que se contempla el daño causado durante la historia de carga sobre el cálculo del daño para el siguiente nivel de esfuerzo. Su formulación es la siguiente:

$$D = \sum_i D_i$$

$$D_i = \left(\frac{N_i}{N_i^F} + D_{i-1}^{\frac{\gamma_i}{\gamma_{i-1}}} \right)^{\gamma_i}$$

donde:

- y es función de la amplitud del esfuerzo.

Otros autores modifican la regla de Miner de tal forma que aplican un exponente empírico a cada sumando para que la acumulación no sea lineal y se aproxime más a la realidad. Ejemplo:

$$D = \sum_i \left(\frac{N_i}{N_i^F} \right)^c$$

Sin embargo el modelo que más aceptación recibe es la realizada por Manson y Halford. Si aplicando una prueba alto-bajo el primer bloque de ciclos incrementa el daño desde 0 hasta el punto A, cualquier daño que se produzca deberá partir de ese mismo nivel en el punto B y seguir la curva de daño para la nueva tensión hasta la rotura. De esta forma se irán añadiendo el daño de cargas sucesivas hasta alcanzar la rotura sin embargo, al haber omitido el tramo AB la suma total de fracciones será inferior a 1.

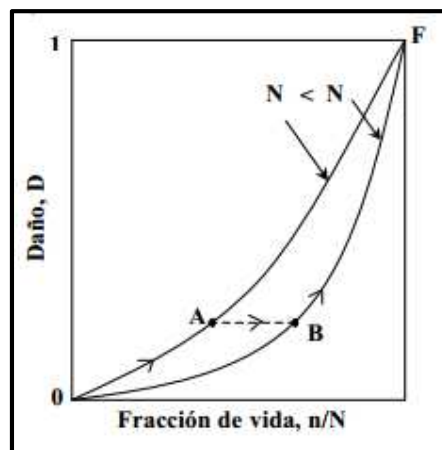


Figura 3.27 Curvas de daño correspondientes a dos niveles

Si se realizan pruebas bajo-alto, el tramo AB deberá ser incluido dos veces por lo que la suma total de fracciones de vida será superior a 1.

3.4 CONTEO DE CICLOS

Con el objetivo de predecir la vida de un componente sometido a una historia de carga de amplitud variable es necesario simplificar esa historia de tal manera que pueda ser comparada con datos de cargas de amplitud constantes. A este proceso se le denomina conteo de ciclos.

Serán expuestas técnicas de conteo aplicadas a historias de deformación, sin embargo pueden ser aplicadas a historias de esfuerzos, momentos, torque, etc.

3.4.1 Simplificación de la historia del ensayo

Al realizar un ensayo de fatiga con cargas hasta la rotura o hasta un número determinado de ciclos la curva de históricos de deformaciones unitarias es muy aleatoria.

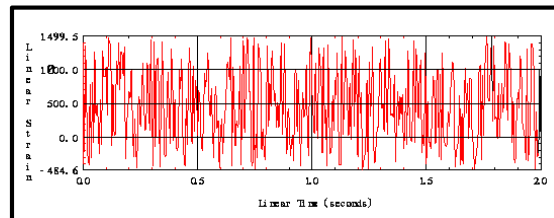


Figura 3.28 Curva de históricos de deformaciones

Para simplificarlo en primer lugar se realizará una reducción a picos y valles para reducir los datos que tengan poco interés. Solo los picos y valles tienen importancia, no es así con la forma en la que varían las tensiones o deformaciones unitarias. Debido a esto se eliminarán los puntos intermedios entre los picos y los valles tal y como se muestra a continuación.

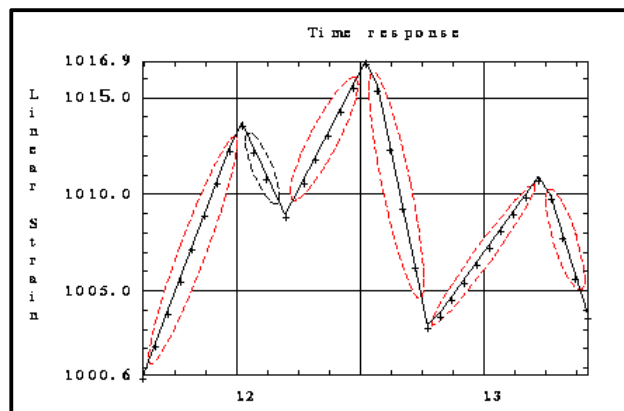


Figura 3.29 Eliminación de puntos intermedios

A continuación se eliminarán variaciones entre picos y valles que sean insignificantes. Una de las formas para realizarlo es especificar una tolerancia y eliminar los intervalos que sean menores. Se muestra un ejemplo en la siguiente figura

en la que la tolerancia elegida es 150 microstrains.

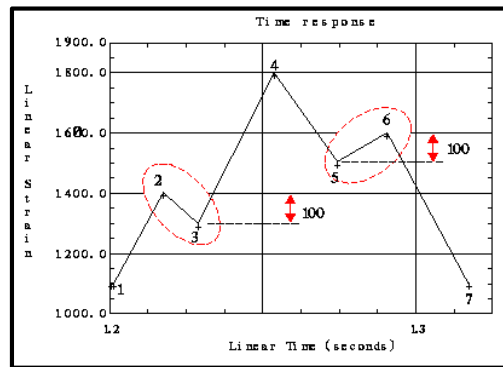


Figura 3.30 Eliminación de intervalos insignificantes

Una vez simplificado ya podrá realizar un conteo de los ciclos.

3.4.2 Métodos que no consideran la secuencia de aplicación

3.4.2.1 Conteo de cruce de nivel

Para realizar este método se divide el eje de deformación en la gráfica deformación-tiempo en un número de incrementos. El conteo será tenido en cuenta cada vez que se sobrepase o se rebaje ese incremento.

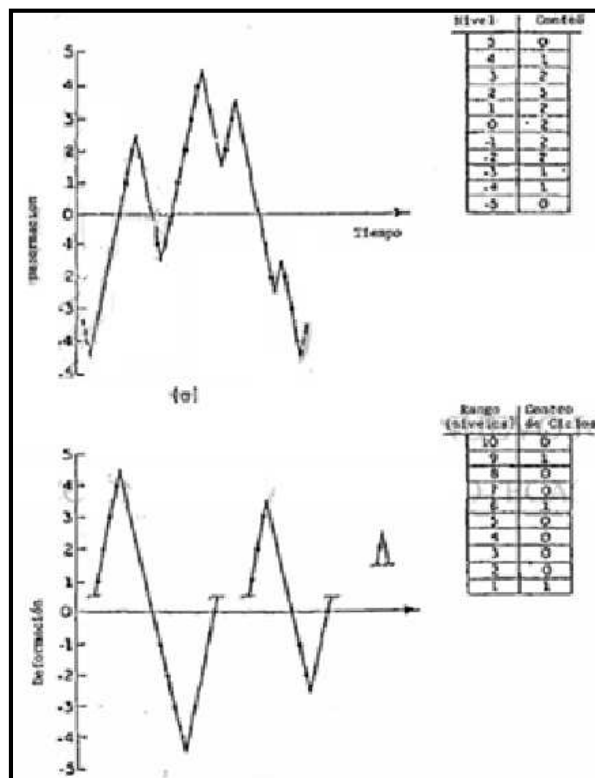


Figura 3.31 Ejemplo de conteo de cruce de nivel

En este ejemplo se toma como referencia la deformación cero. Una vez se realizan los conteos estos serán combinados para formar ciclos completos. Para encontrarse del lado de la seguridad lo más normal es formar el primer ciclo lo más grande posible, el siguiente el segundo más grande, y así hasta formar el más pequeño. Esta forma es aplicada en el ejemplo de la figura superior.

3.4.2.2 Conteo de picos

Este procedimiento se basa en determinar los valores máximos y mínimos de deformación. Como en el anterior procedimiento se divide el eje de deformación en un número determinado de incrementos. A continuación se tabulan todos los valores de deformaciones máximas (picos) y de deformaciones mínimas (valles) sobre la referencia del eje de deformación.

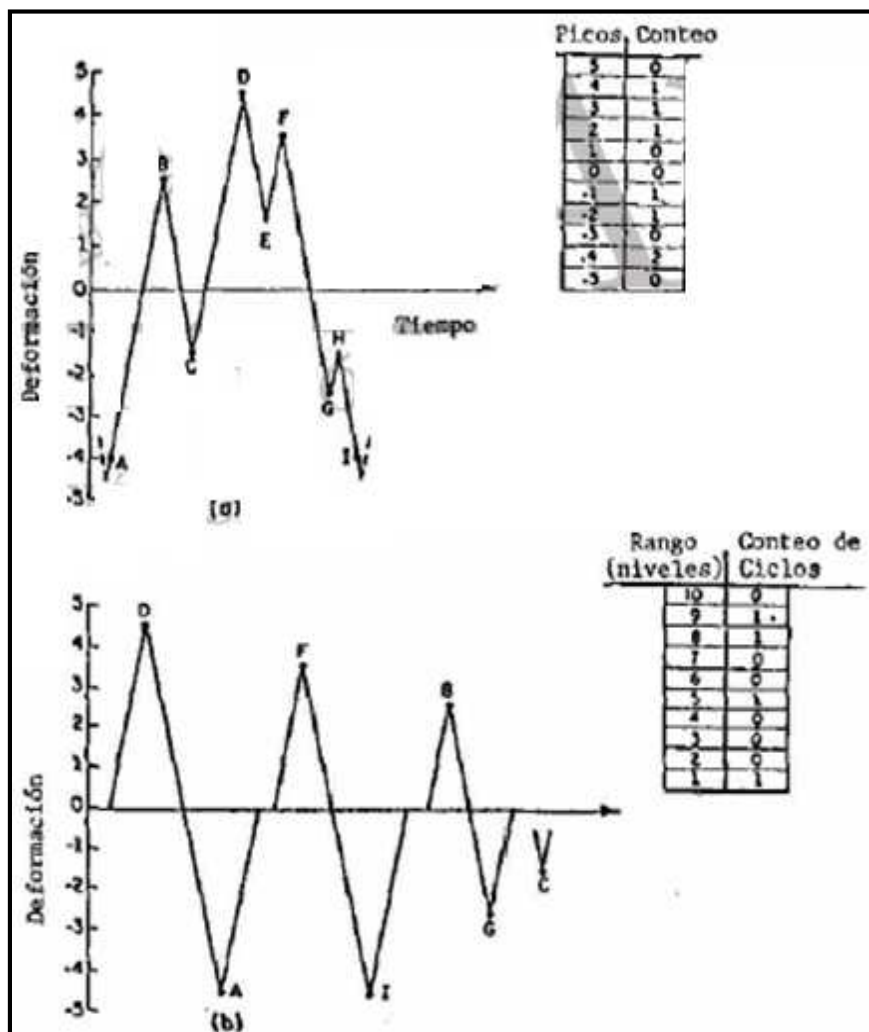


Figura 3.32 Ejemplo de conteo de picos

En este ejemplo también se ha tomado el valor de deformación cero como referencia. Como en el anterior método los ciclos de mayor amplitud también se situarán primero que los de menor amplitud.

3.4.2.3 Conteo de rango simple

Con este método de conteo se determina que un ciclo está compuesto por un rango positivo (pico) y un rango negativo (valle), si solo un pico o un valle es registrado se considera como medio ciclo. Este modelo es representado en la siguiente figura.

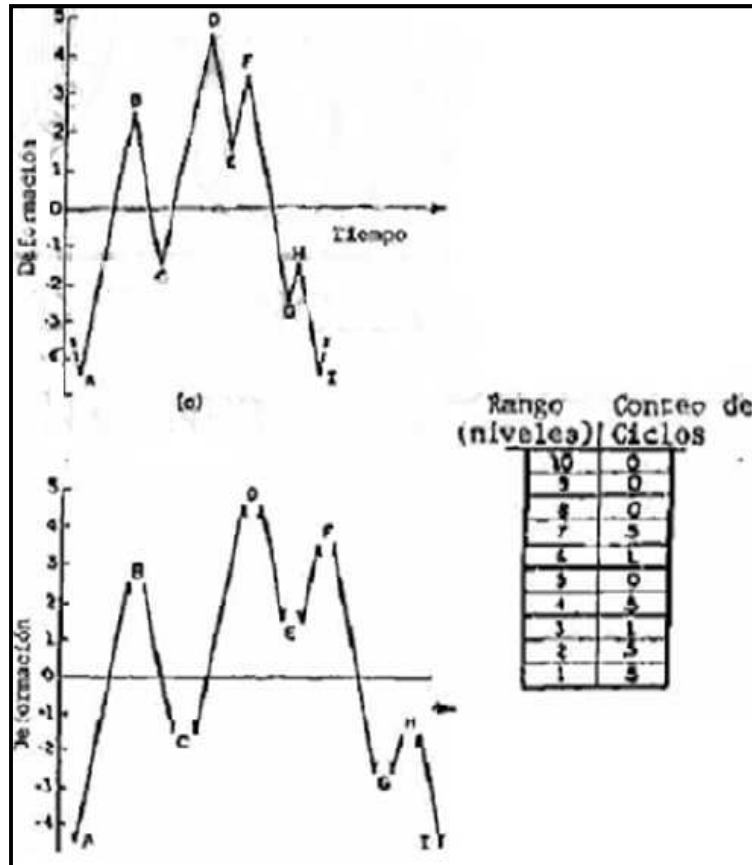


Figura 3.33 Ejemplo del conteo de rango simple

Este método tiene una variante denominada método de conteo de media de rango simple. En ella el valor medio de cada rango es registrado y se introducen en el análisis los efectos del rango medios.

3.4.2.4 Problemas al no considerar la secuencia de aplicación

Los tres métodos expuestos anteriormente no consideran el orden en el que los ciclos son aplicados. Debido a las relaciones no lineales entre esfuerzo y deformación representativas del régimen plástico el orden tiene un efecto a tener en cuenta en la respuesta esfuerzo-deformación.

En la siguiente figura se muestran 2 historias de cargas con distinta secuencia donde se muestran las diferentes respuestas en los gráficos. En la historia A al aplicar una carga de compresión e inmediatamente después aplicar ciclos de deformación más pequeños generan esfuerzos medios de tensión. En la historia B la aplicación de una carga de tracción antes de aplicar ciclos de más pequeños influye en el desarrollo

de esfuerzos medios de compresión. Los esfuerzos medios influyen mucho a la hora de analizar un componente a fatiga.

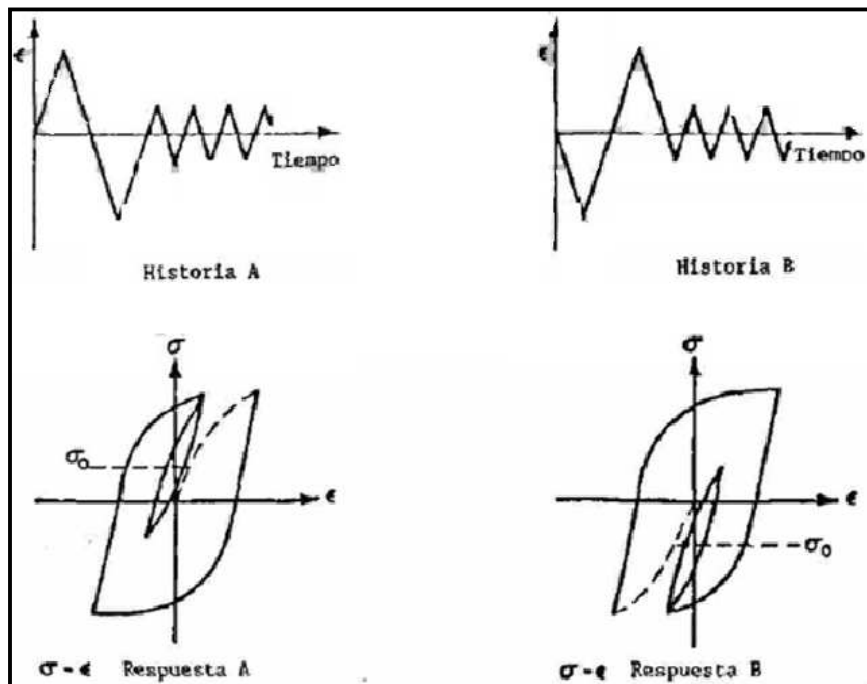


Figura 3.34 Gráficas esfuerzo-deformación según el orden de cargas

3.4.3 Métodos que consideran la secuencia de aplicación

3.4.3.1 Conteo Rainflow

Para representar el método se debe dibujar una gráfica deformación-tiempo con el eje del tiempo en vertical y aumentando esta hacia abajo. El siguiente paso es tener en cuenta la historia de ciclos como si fuesen techos sobre los que resbala agua. Para poder aplicar el método una vez se tiene su representación se han de seguir unas reglas.

1. Ordenar el histórico de tal forma que la máxima magnitud sea el primer pico y el último valle.
2. El flujo de lluvia es conducido por cada deformación reversible y continúa a no ser que:
 - a) si ha comenzado en un pico sea detenida por un pico de igual o mayor magnitud.
 - b) si ha comenzado en un valle sea detenida por un valle de igual o mayor magnitud.
 - c) se encuentre un flujo de lluvia previa.

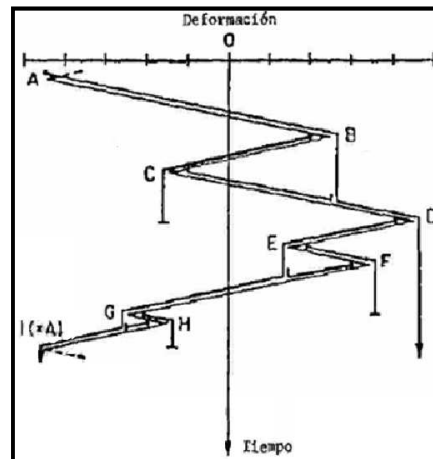


Figura 3.35 Ejemplo de conteo Rainflow

El flujo del punto A salta desde B y D y continúa hasta el final donde se detiene.

El flujo que empieza en B salta por C y es detenido en D debido a la regla 2-a.

El flujo que sale de C se para porque choca con el flujo de A según la regla 2-c.

El flujo que sale de D salta por E y G hasta detenerse en el final.

El flujo de E que salta en F es cortado por el punto G al cumplir la regla 2-b.

El flujo del punto F se para porque choca con el de D según la regla 2-c.

El flujo de G sobre H es detenido por I para cumplir la regla 2-a.

El flujo de H se para porque choca con el punto D siguiendo la regla 2-c.

Una vez desarrollado el procedimiento se combinarán los eventos para formar ciclos completos. Según este ejemplo los eventos A-D y D-A se combinan para formar un ciclo. También se combinan para formar un ciclo adicional B-C y C-B, así como E-F y G-H.

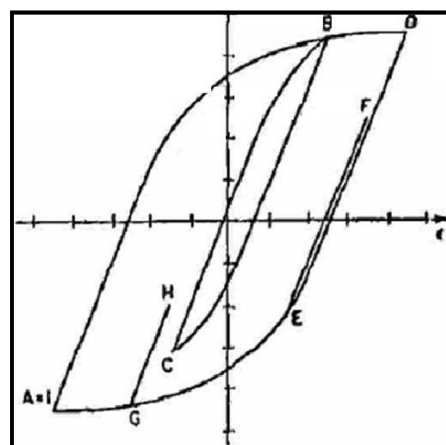


Figura 3.36 Gráfica esfuerzo-deformación del ejemplo

Los eventos A-D, B-C, E-F Y G-H son representados como ciclos cerrados de histéresis con su rango de deformación y esfuerzos medios propios. Teniendo los ciclos cerrados de histéresis determinados un análisis de fatiga puede ser determinado sobre una historia de amplitud variable utilizando algunas de las ecuaciones de deformación vida que tengan en cuenta el esfuerzo medio como Morrow o Smith-Watson-Topper (ver sección 3.2.2.2).

El método de Rainflow puede aplicarse de forma manual a historias de carga simples, sin embargo, si son complejas es mejor realizarlo utilizando ordenadores en los que se aplican algoritmos. Han sido desarrollados unos cuantos, y algunos de ellos aparecen en el libro anual de estándares de la ASTM.

Capítulo 4:

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO A FATIGA

4.1 PRO ENGINEER WILDFIRE 5.0

4.2 METODOLOGÍA

4.1 PRO ENGINEER WILDFIRE 5.0

4.1.1 Generalidades

Para la realización del análisis a fatiga del bogie se utilizará el software Pro Engineer Wildfire 5.0, será utilizado para realizar tanto el diseño del mismo como su posterior análisis.

Pro Engineer proporciona herramientas de diseño, análisis y fabricación, mediante su utilización se puede desarrollar un proceso completo desde los primeros estadios del diseño hasta su posterior creación.

4.1.1.1 Capacidades de Pro Engineer

Diseño: Una vez realizado el diseño previo Pro Engineer pone a disposición una gran variedad de herramientas con el fin de poder representarlo gráficamente. Además de los instrumentos de ingeniería generales se da la posibilidad de generar geometrías de otras disciplinas de diseño como el trabajo de tubos industriales, estándares y cableado.

Las opciones de diseño que se ofrecen son muy variadas, desde esbozos, planos o piezas (con los subtipos que incluyan) hasta diagramas, mecanizados, informes, etc.

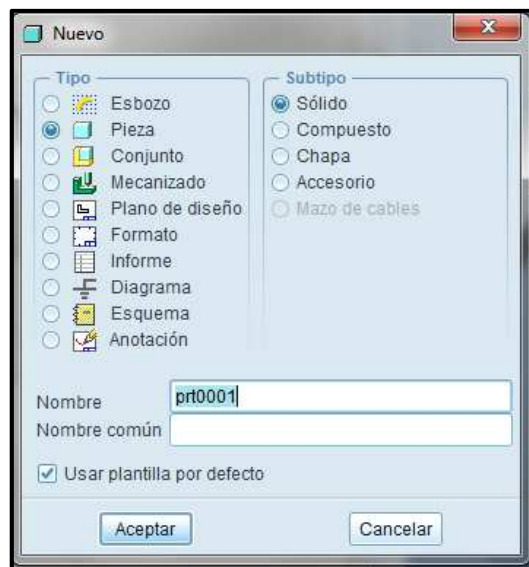


Figura 3.1 Tipos y subtipos de diseño

Análisis: Pro Engineer posee una gran variedad de instrumentos que permiten una vez realizado el diseño del elemento mecánico realizar estudios térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga cuyo objetivo final es desarrollar el elemento. Estos instrumentos tienen en cuenta factores humanos, la tolerancia de la fabricación, flujo

de moldeo y optimización del diseño.

Fabricación: El programa ofrece también las herramientas para proporcionar soluciones de diseño mecanizado y CNC que permitan a los fabricantes crear herramientas junto con sus trayectorias y programas de inspección mientras se diseña la pieza.

4.1.1.2 El entorno de trabajo

El entorno de trabajo de Pro Engineer ha sido desarrollado para ofrecer un amplio abanico de recursos diseñado con sencillez para que permita su utilización por el mayor número de usuarios posibles.

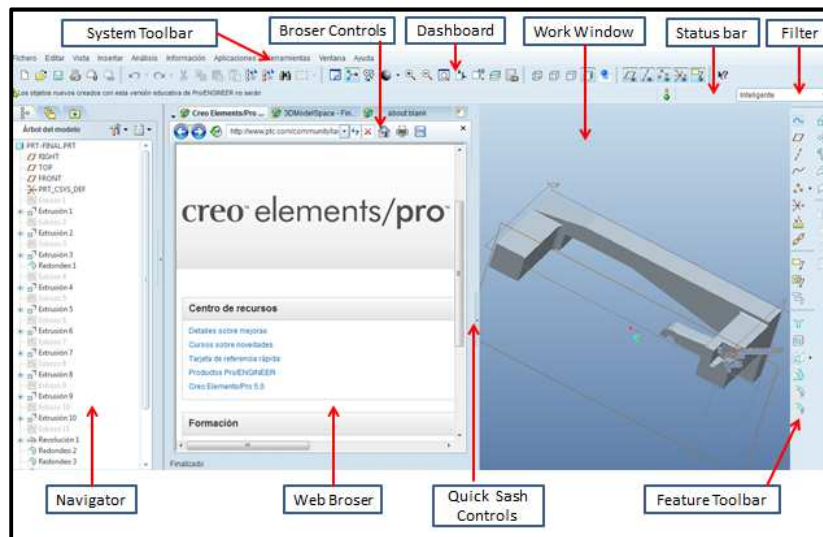


Figura 4.2 Pantalla de trabajo de Pro Engineer

Work Window: En *Work Window* se encuentra el diseño del proyecto que se está realizando. Puede encontrarse como aparece en la figura 4.2 o puede ampliarse quitando el *Web Broser*.

System Toolbar: En *System Toolbar* se pueden encontrar los distintos menús e iconos necesarios para actuar sobre el diseño.



Figura 4.3 System Toolbar

Dashboard: Se encarga de guiar al usuario durante la creación del modelo. Contiene el *Message Area* (que suministra información sobre el estado de la operación) y *Status Bar* (información sobre el menú o icono que se selecciona).

Navigator: El tipo de información que ofrece *Navigator* dependerá de si el modelo es un conjunto (assembly) o un componente (part). En *Model Tree*, uno de los elementos clave de *Navigator* se pueden observar las diferencias.

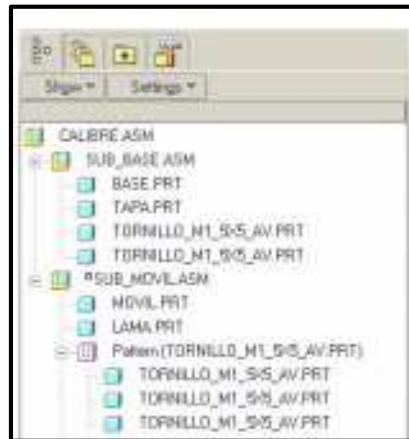


Figura 4.4 *Model Tree* para un conjunto

En la figura 4.4 se puede observar como el conjunto principal puede estar formado por componentes o por otros subconjuntos dispuestos en distintos niveles.



Figura 4.5 *Model Tree* para una pieza

En la figura 4.5 se puede ver un *Model Tree* para una pieza. En él se observan una sucesión de funciones (protrusión) y planos de referencia que define el modelo.

La otra función es que permite navegar entre carpetas, abrir o cerrar archivos, controlar las distintas capas del modelo o acceder a catálogos.

Feature Toolbar: Esta opción permite acceder a las funciones de construcción y edición más habituales.

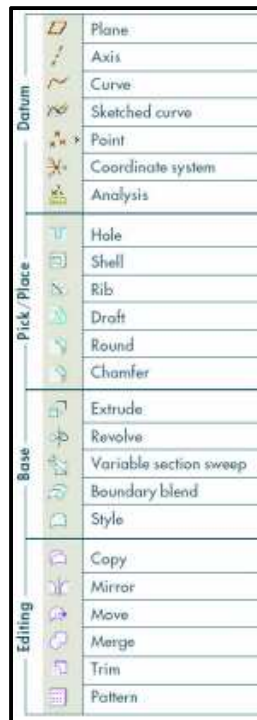


Figura 4.6 Feature Toolbar

4.1.1.3 Tipos de ficheros

Para gestionar por completo un proyecto es necesario el uso de diferentes módulos de Pro Engineer cada uno con su labor específica, para facilitar su gestión los ficheros generados por distintos módulos tienen distintas extensiones. Hay una buena cantidad de ellos, los siguientes son los 5 más importantes.

Assembly (.asm): Un archivo de tipo conjunto puede contener tanto archivo tipo pieza como otros tipo conjunto. Por ejemplo un conjunto puede estar formado por dos piezas y por otro conjunto a su vez formado por tres piezas.

Part (.ptr): Este tipo de archivo está formado por un conjunto de funciones (extrusión, agujeros, redondeos...).

Drawing (.drw): Es un archivo de un dibujo en un plano 2D formado por vistas de los modelos 3D.

Sketch (.sec): Permiten definir en 2D la forma de la sección para ser usada posteriormente en una función de construcción.

Step (.stp): Son el formato internacional desarrollado para cubrir algunas limitaciones de las normas de conversión de datos.

4.1.1.4 Versiones

Cada vez que se salva el modelo activo Pro Engineer guarda una versión del modelo de tal forma que crea un nuevo fichero con el mismo nombre pero con distinta

extensión. Es totalmente diferente a otros programas más comunes en los que el fichero se sobrescribe al guardar. Esta característica tiene la ventaja de que permite recuperar las versiones anteriores del modelo en el que trabajamos.

El inconveniente es la multiplicación de información que se genera. Cuando se está seguro de que la última versión es la definitiva y de que no se necesitarán versiones anteriores se pueden eliminar realizando un purgue. En donde se eliminarán todas las versiones excepto la última. Para ello:

- Abrir una ventana MS-DOS.
- Dirigirse a la carpeta deseada con MS-DOS (ej. c:\cd<nombre de carpeta>).
- Introducir el comando *Purge* y pulsar *Enter*.
- Cerrar la ventana MS-DOS.

4.1.2 Estudio de fatiga mediante Pro Engineer

El análisis tensión-vida sigue utilizándose de manera generalizada, sin embargo no es recomendable para aplicaciones CAE ya que la fatiga se inicia en zonas de plasticidad local. Son más recomendables métodos de tensión local como el modelo deformación-vida.

4.1.2.1 Fatigue advisor

Es un módulo de análisis de fatiga de nCode International. Es utilizado para realizar los cálculos de la vida a fatiga de piezas modeladas a cargas cíclicas modeladas anteriormente con Pro Engineer. El programa funciona dentro del módulo *Mechanica* y realiza un análisis en régimen estático previo a hacer el estudio de fatiga.

El análisis de fatiga es realizado en base a un previo análisis estático cuya solución ignora plasticidad. Debido a este motivo antes de realizar en estudio de fatiga las deformaciones elásticas lineales son automáticamente convertidas a deformaciones elasto-plásticas no lineales mediante la relación de Neuber:

$$\sigma_{npl} = \frac{\sqrt{\sigma_{\max}^* \cdot \varepsilon_{\max}^* \cdot E}}{K_t}$$

donde:

- σ_{npl} es la tensión nominal en el fondo de la fisura.
- σ_{\max}^* es la tensión máxima en el fondo de la fisura.
- ε_{\max}^* es la deformación máxima en el fondo de la fisura.
- E es el módulo de Young.
- K es el factor de concentración de tensiones estáticas.

El módulo se vale de la Ley Uniforme de los Materiales descrita por Baumel y Seeger (ver sección 3.2.2.3) para estudiar los aceros no aleados, los de baja aleación y las aleaciones de titanio y aluminio.

En el caso de encontrarnos con esfuerzos medios en los elementos sometidos a ciclos de deformación *Fatigue Advisor* utiliza la Corrección de Morrow y el método Smith-Watson-Topper. En el caso de que los esfuerzos medios sean compresivos se utilizará la Corrección de Morrow para realizar estimaciones más realistas. Si es esfuerzo medio es de tracción entonces es más indicado el método más indicado es el de Smith-Watson-Topper. El mismo programa es el encargado de seleccionar el método más indicado.

En el caso de que las cargas sean de amplitud variable (no lo son en este estudio) los daños por fatiga son extraídos de los ciclos del histograma y el daño producido es analizado de forma individual, una vez obtenidos los daños individuales se aplica la regla de Miner para calcular el daño total. Para ello se extrae el ciclo de fatiga mediante el método de la captura de lazos de histéresis. Para realizar el conteo de los ciclos utiliza el método Rainflow Cycle Counting.

4.1.2.2 Factores modificativos del límite de fatiga

Para la realización de la curva deformación-vida base se realizan pruebas sobre probetas pulidas, de 6 mm de diámetro y sometidas a tensión alternante pura. Al igual que en los análisis tensión-vida también influyen factores como el acabado superficial, el tamaño o cambios de sección.

El factor de acabado superficial es tenido en cuenta y seleccionado cuando se elige dentro de *Definición del material* algunas de las opciones que ofrece *Acabado superficial*.

Límites de material	
Límite elástico en tracción *	365
Límite de resistencia a la tracción *	690
Límite de resistencia a la compresión	
* Campos obligatorios	
Criterio de rotura	
Energía de distorsión (Von Mises)	
Fatiga	
UML (Ley uniforme de materiales)	
Tipo de material	
Acabado superficial	Bien mecanizado

Figura 4.7 Acabados superficiales que permite Pro Engineer

El factor de tamaño es tenido en cuenta automáticamente por el programa al reconocer este su geometría.

El factor de confiabilidad está situado de antemano en 90%, sin embargo se puede cambiar.

[illegible]

Figura 4.8 Ventana de *Opciones* para cambiar el factor de confianza

Para modificar el factor de confianza se selecciona *Herramientas > Opciones*. Dentro de la ventana que aparecerá se debe elegir *Sesión actual*, y desmarcar la opción de *Ver solo las opciones descargadas desde el fichero*, una vez realizado esto se busca *sim_fatigue_confidence_level* y se modifica el factor que aparece.

Para que el factor de temperatura sea tenido en cuenta antes se debe introducir una carga térmica en *Insertar > Carga de Temperatura*, donde se incluirá en caso de ser necesario.

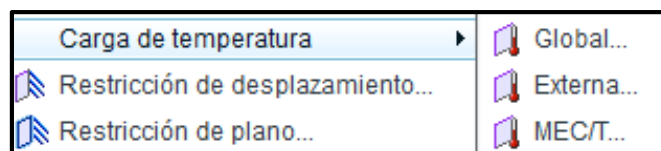


Figura 4.9 Carga de temperatura

El factor de reducción de la resistencia a fatiga al no pertenecer nuestras geometrías ni cargas a las estipuladas y por tanto ser imposible realizar el cálculo se ha considerado este valor como 1.

4.2 METODOLOGÍA

4.2.1 Metodología general

Este trabajo está enfocado a desarrollar un método para el estudio a fatiga de un bogie. El objetivo es sentar un precedente y hacer de base para futuros estudios en esta área ya que hay pocos proyectos de este tipo. La metodología que se ha establecido viene representada en la figura 4.10.

1.- En primer lugar es necesario buscar y encontrar normas que se correspondan a el análisis para realizarlo lo más similar a las normas. En este caso es la norma UNE-EN 13749 la que indica de que forma debe ser analizado el bogie según el tipo, las cargas o el diseño de este. Por eso es vital un estudio en profundidad de este documento, y en el caso de no poder realizar alguna recomendación habrá que realizar una aproximación del lado de la seguridad.

2.- Debido a que el bogie no posee cunetas laterales solo deberá ser analizado para los esfuerzos de las cargas verticales y las cargas transversales. Los pasos a seguir tanto en un análisis como en otro son los mismos, con la salvedad de la variación del valor y aplicación de las cargas y de la aplicación del empotramiento. También se tendrá en cuenta que los análisis de métodos y calidades se realizarán con las cargas verticales y se extrapolarán los resultados a las transversales.

3.- El siguiente paso será la modelización del problema. Se comenzará diseñando el bogie, para simplificar el modelo y aumentar la velocidad de análisis se diseñará solo un cuarto de este. Una vez diseñado se seleccionará el acero AISI 1050 y se introducirán sus valores en el apartado correspondiente. Al aplicar las cargas se tendrá en cuenta la gravedad y en el caso de cargas verticales se aplicará en el centro del bogie y en el de cargas transversales en el brazo que conecta las partes móviles. Las condiciones de contorno a aplicar será un empotramiento en el brazo o el centro del pivote según sean cargas verticales o transversales respectivamente y aplicación de la condición de doble simetría.

4.- El programa *Fatigue Advisor* necesita de la realización de un análisis estático previo antes de realizar el de fatiga. En este apartado se estudiarán los métodos de *Single-Pass Adaptive* y *Multi-Pass Adaptive* (en este caso también el grado del polinomio) y la calidad con el *Plotting grid* y se elegirá el más adecuado en función de su calidad y del tiempo que necesite para realizarse. Una vez realizado se podrá observar cuales son las zonas que más riesgo tienen de sufrir microgrietas en el ensayo a fatiga.

5.- Para la realización de este paso se estudiará previamente la calidad que ofrecen los distintos niveles de *Plotting grid* en función del tiempo. A continuación se realizarán los ciclos de cada análisis introduciendo la proporción de los valles y picos en la opción de amplitud variable y se seguirá el programa de análisis que ofrece la norma UNE-EN 13749

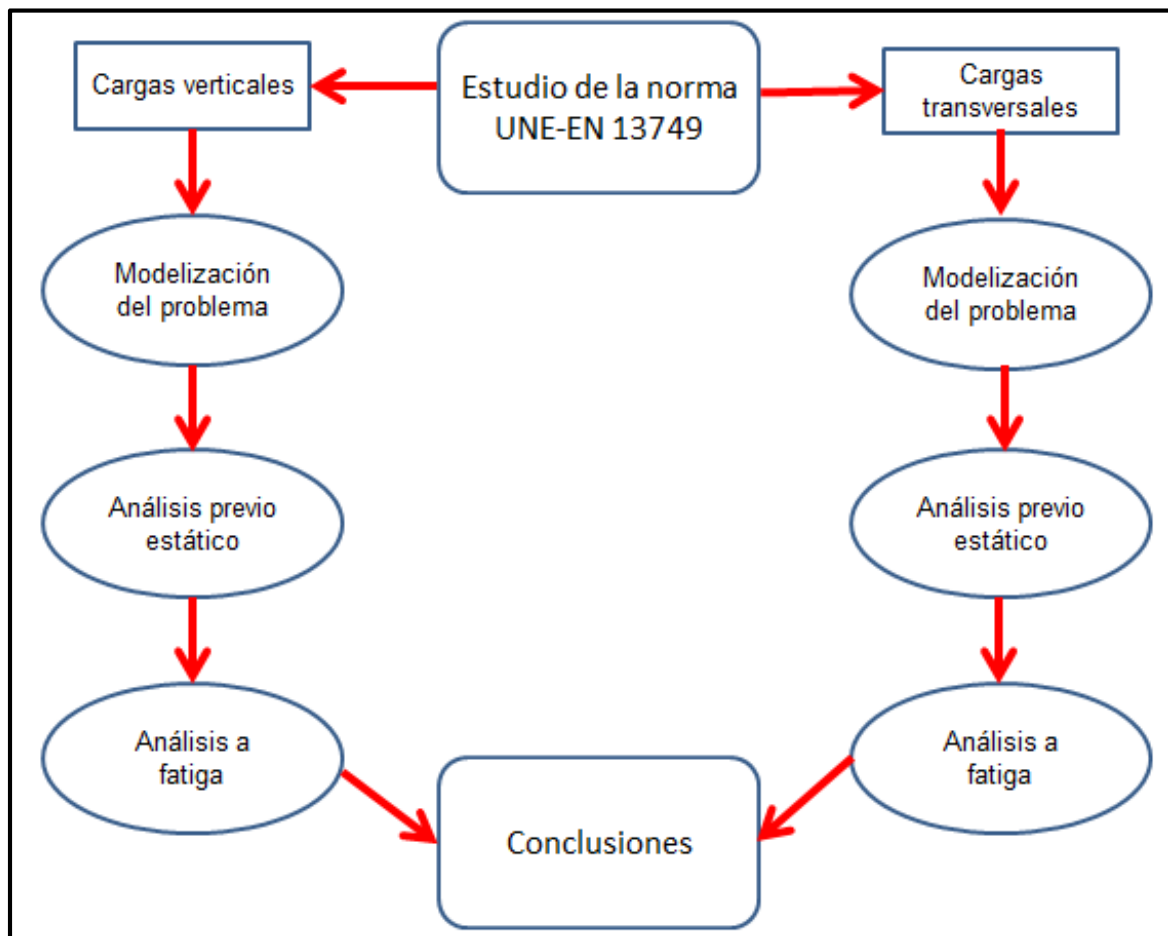


Figura 4.10 Metodología para la realización del proyecto

4.2.2 Metodología del estudio de la norma

1.- Previo a cualquier tipo de cálculo es necesario poseer unos conocimientos generales habiendo estudiado a fondo la norma UNE EN 13749. También es necesario saber las características del bogie, para comenzar se debe conocer la categoría a la que pertenece. La norma ofrece hasta siete categorías, aunque en la práctica pueda haber subcategorías la norma no las tiene en cuenta.

2.- A continuación se deben conocer las cargas que actúan sobre el bogie. La norma ofrece una tabla en el anexo B en la cual se muestran las que corresponden en función de la categoría del bogie y de si el análisis es estático o dinámico. Una vez determinada la carga a calcular se procederá siguiendo las indicaciones del anexo C de la norma.

3.- En este paso ya se entra en el estudio del programa a seguir para realizar el análisis a fatiga. Se han de calcular las distintas componentes de la carga aplicada (estática, cuasiestática, y dinámica) que se utilizarán para desarrollar los ciclos.

4.- Por último se determinan los ciclos que se deben aplicar según la fase del programa en la que se encuentre el estudio y del tipo de carga que se aplique haciendo uso de las componentes de las cargas antes calculadas.

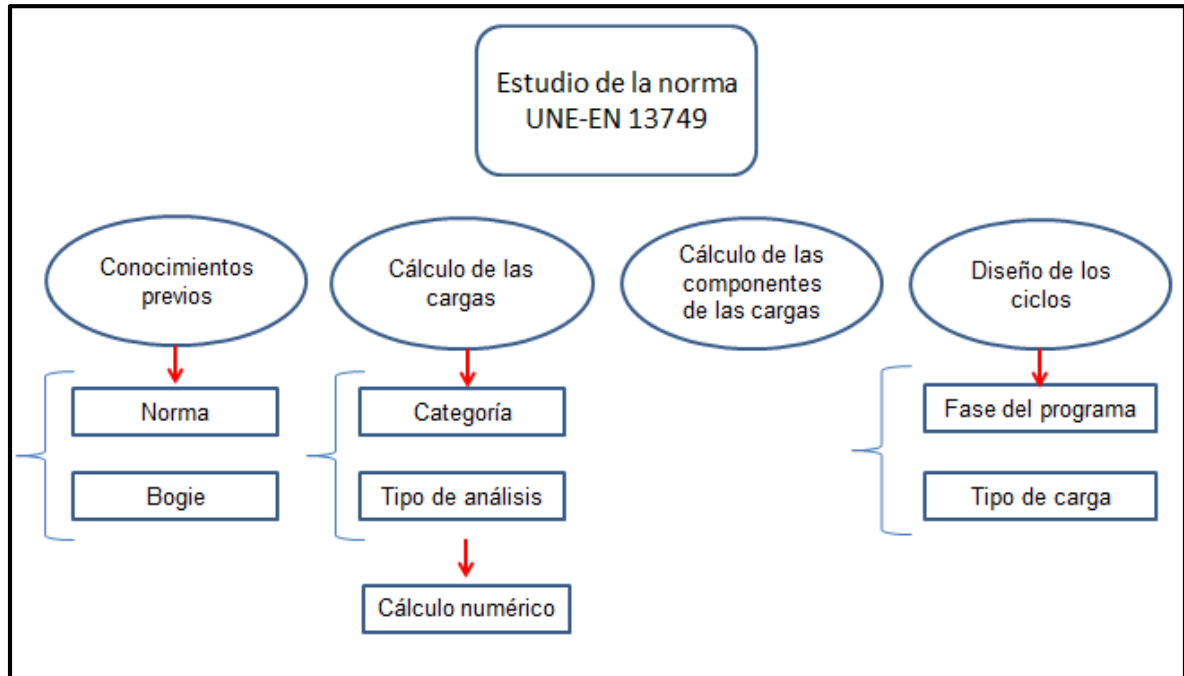


Figura 4.11 Metodología del estudio de la norma

Capítulo 5

ANÁLISIS A FATIGA SEGÚN LA NORMA UNE-EN 13749

5.1 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS

5.2 PROGRAMA DE ENSAYO A FATIGA

El objetivo de este capítulo es mostrar la metodología que hay que seguir para realizar el análisis a fatiga de forma correcta según la norma indicada.

5.1 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS

5.1.1 Elección del tipo de bogie

En primer lugar se debe determinar para qué tipo de tren se va a analizar el bogie. En este caso el tren será de mercancías, y por tanto, la categoría que se debe elegir según el capítulo 5 (Clasificación) de la norma es B-V.

categoría B-I	bogies para líneas principales y material rodante de transporte de pasajeros "inter-city" incluyendo vehículos para alta velocidad y muy alta velocidad, de tipo motor y remolcado;
categoría B-II	bogies para vehículos de transporte de pasajeros suburbanos de interior y exterior, de tipo motor y remolcado;
categoría B-III	bogies para metro y material rodante de tránsito rápido, de tipo motor y remolcado;
categoría B-IV	bogies para vehículos de carril ligero y tranvías;
categoría B-V	bogies para material rodante de mercancías con suspensiones de una etapa;
categoría B-VI	bogies para material rodante de mercancías con suspensiones de dos etapas;
categoría B-VII	bogies para locomotoras.

Figura 5.1 Categorías de bogies según la norma UNE-EN 13749

5.1.2 Cargas aplicadas según el tipo de bogie

Una vez determinado el tipo de bogie que corresponde se debe ir al anexo B de la norma donde se podrá ver en la tabla 1 tanto la carga útil excepcional (Ensayo estático) como la carga útil de servicio (Análisis a fatiga) que se corresponde con la categoría B-V. En este caso será para ambos estudios la carga útil máxima, la cual será aproximadamente 500 KN.

Categoría	Carga útil excepcional P_1	Carga útil servicio (fatiga) P_2
B-I – Material rodante Pasajeros Línea principal [1, 2, 3]	1 pasajero por asiento. 4 pasajeros/m ² en pasillos de acceso y áreas de servicio. 300 kg/m ² en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 80 kg.	1 pasajero por asiento. Hasta dos pasajeros/m ² en pasillos de acceso y áreas de servicio. 300 kg/m ² en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 80 kg.
B-II – Material rodante Pasajeros Suburbanos interiores y exteriores [1,2,3]	1 pasajero por asiento. 5 a 10 pasajeros/m ² en pasillos y áreas de servicio. 300 kg/m ² en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.	1 pasajero por asiento. Hasta 6 pasajeros/m ² en pasillos y áreas de servicio. 300 kg/m ² en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.
B-III – Material rodante Metro y tránsito rápido [3,4]	1 pasajero por asiento. 5 a 10 pasajeros/m ² en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.	1 pasajero por asiento. Hasta 6 pasajeros/m ² en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.
B-IV – Tranvías	1 pasajero por asiento 6 a 8 pasajeros/m ² en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 75 kg.	1 pasajero por asiento Hasta 6 pasajeros/m ² en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 75 kg.
B-V y B-VI – Material rodante Mercancías [7]	Carga útil máxima	Carga útil máxima
B-VII – Locomotoras [8]	Carga útil cero, es decir, el vehículo en orden de marcha con todos los suministros	Carga útil cero, es decir, el vehículo en orden de marcha con todos los suministros

Figura 5.2 Tabla 1 del anexo B de la norma UNE EN 13749

5.1.3 Determinación de las cargas según el tipo de análisis

A continuación hay que dirigirse al anexo C de la norma, dentro del anexo se busca la categoría de bogie, este caso se debe ir al apartado 3. En cada apartado se muestran 2 sistemas de cargas, *Cargas excepcionales* para ensayos estáticos y *Cargas en servicio normal* para ensayos de fatiga.

Dentro del apartado de Cargas en servicio normal este estudio se centrará en el análisis de las cargas verticales y transversales.

5.1.3.1 Cargas verticales

La norma ofrece 2 casos según las subcategorías de bogie B-V. La subcategoría se determina dependiendo de si las fuerzas verticales se aplican directamente sobre el pivote central, o si además se reparten sobre 2 cunas laterales. En este caso la fuerza vertical se aplica solo sobre todo el pivote central. Por lo tanto la fuerza que debe soportar el pivote es:

$$F_{zp} = F_z = 500 \text{ KN}$$

donde:

- F_{zp} es la fuerza que sufre el pivote central.
- F_z es la fuerza vertical que se aplica sobre el bogie.

5.1.3.2 Cargas transversales

Para estos esfuerzos la norma no hace diferenciación entre casos, por lo tanto los esfuerzos transversales aplicados sobre cada eje serán:

$$F_{y1} = F_{y2} = F_y/2 = 0,1 \cdot (F_z + m \cdot g) = 0,1 \cdot (500 + 3,19 \cdot 9,81) = 53,12 \text{ KN}$$

donde:

- F_y es la fuerza transversal total.
- F_{y1} y F_{y2} son las fuerzas transversales aplicadas sobre cada eje.
- m es la masa de bogie. Su valor es 3,19 Tn (ver sección 6.2.1).
- g es la aceleración de la gravedad. Su valor es $9,81 \text{ m/s}^2$.

5.2 PROGRAMA DE ENSAYO A FATIGA

5.2.1 Generalidades

Los ensayos a fatiga sobre el bastidor del bogie comprenden un ensayo principal y posiblemente ensayos adicionales específicos.

El ensayo principal se propone para confirmar que la resistencia del bastidor es suficiente con respecto a las cargas principales que actúen sobre él.

Los ensayos adicionales suelen realizarse si está indicado por los resultados de los cálculos y ensayos estáticos los cuales corresponden a fuerzas solo con efectos locales en el bastidor del bogie.

Para las cargas transversales suelen alternarse cada 10 ciclos curvas a la derecha y a la izquierda, sin embargo, debido a las limitaciones del programa se realizará el cambio en cada curva. Hay que tener en cuenta que debido a esta variación se está estresando el bastidor más de lo exigido, por que el análisis se encuentra en el lado de la seguridad.

5.2.2 Descripción del programa de ensayo a fatiga

El programa de ensayo a fatiga descrito a continuación es apropiado solo para el bastidor de bogie principal y se deduce de los valores de las cargas obtenidos según el anexo C de la norma.

El programa consiste en la repetición de ciclos basados en fuerzas verticales y transversales. Estas fuerzas serán diferenciadas según si se las considera estáticas, cuasi-estáticas o dinámicas, las cuales variarán dependiendo de la categoría de bogie en a la que se pertenezca.

En el programa las cargas del ensayo cuasi-estáticas y dinámicas se incrementan en etapas sucesivas para determinar el factor de seguridad disponible en el análisis a fatiga.

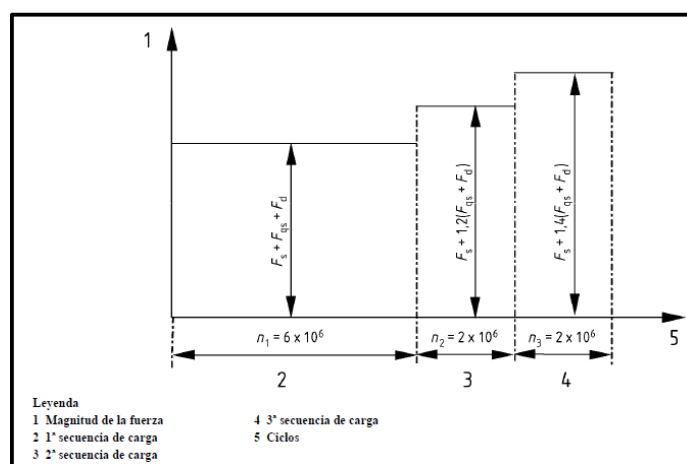


Figura 5.3 Programa del ensayo a fatiga

Etapas del programa:

- la primera consiste en la aplicación de 6×10^6 ciclos de fuerzas verticales y transversales.
- la segunda consiste en la aplicación de 2×10^6 de fuerzas verticales y transversales derivadas de las utilizadas para la primera etapa. Se mantienen en la parte estática pero en las partes cuasi-estáticas y dinámicas se multiplican por un coeficiente de 1,2.
- la tercera es idéntica a la segunda excepto que el coeficiente de 1,2 se cambia por 1,4.

El bastidor de bogie se considera que aguanta el ensayo a fatiga si se cumplen las 2 siguientes condiciones:

- no se detectan fisuras al final de las dos primeras etapas.
- durante la tercera etapa se admiten fisuras muy pequeñas, si aparecen en servicio, no necesitarían una reparación inmediata.

5.2.3 Componentes de las cargas calculadas

En este apartado se analizarán las componentes cuasi-estáticas y dinámicas que generan los esfuerzos calculados.

Para el pivote las cargas verticales comprenden:

- una componente estática $F_{zp} = F_z \cdot (1-\alpha) = 450 \text{ KN}$
- una componente dinámica $F_{zpd} = \beta \cdot F_z \cdot (1-\alpha) = 90 \text{ KN}$

donde:

- α es el coeficiente de balanceo. Su valor es 0,1 según el anexo F, apartado 2.2.2 de la norma UNE-EN 13749.
- β es el coeficiente salto. Su valor es 0,2 según el anexo F, apartado 2.2.2 de la norma UNE-EN 13749.
- F_{zpd} es la fuerza dinámica en el pivote.

Las cargas transversales se aplican a cada eje y comprenden:

- Una componente cuasi-estática $F_{y1qs}=F_{y2qs}=\pm 0,063 \cdot (F_z + m \cdot g) = 33.47 \text{ KN}$
- Una componente dinámica $F_{y1d}=F_{y2d}=\pm 0,063 \cdot (F_z + m \cdot g) = 33.47 \text{ KN}$

donde:

- F_{y1qs} y F_{y2qs} son las componentes cuasi-estáticas de las cargas transversales en cada eje.
- F_{y1d} y F_{y2d} son las componentes dinámicas de las cargas transversales en cada eje.

5.2.4 Ciclos de cargas

Los ciclos de cargas muestran los esfuerzos que realiza cada fuerza en curvas de ambos sentidos y en línea recta. Además de los ciclos para las cargas verticales y horizontales aparecen en la figura las cargas en las cunas laterales las cuales no se han de tener en cuenta.

La norma recomienda que para analizar las cargas transversales se represente un cambio de curva en el gráfico de ciclos cada 10 o 20 ciclos. El programa Pro Engineer no es capaz de realizar el estudio de esta forma, por lo que se considerará que la curva cambia al finalizar cada ciclo. Esta situación genera más esfuerzos que si se realizase cada 10 o 20 ciclos, por lo que se está del lado de la seguridad.

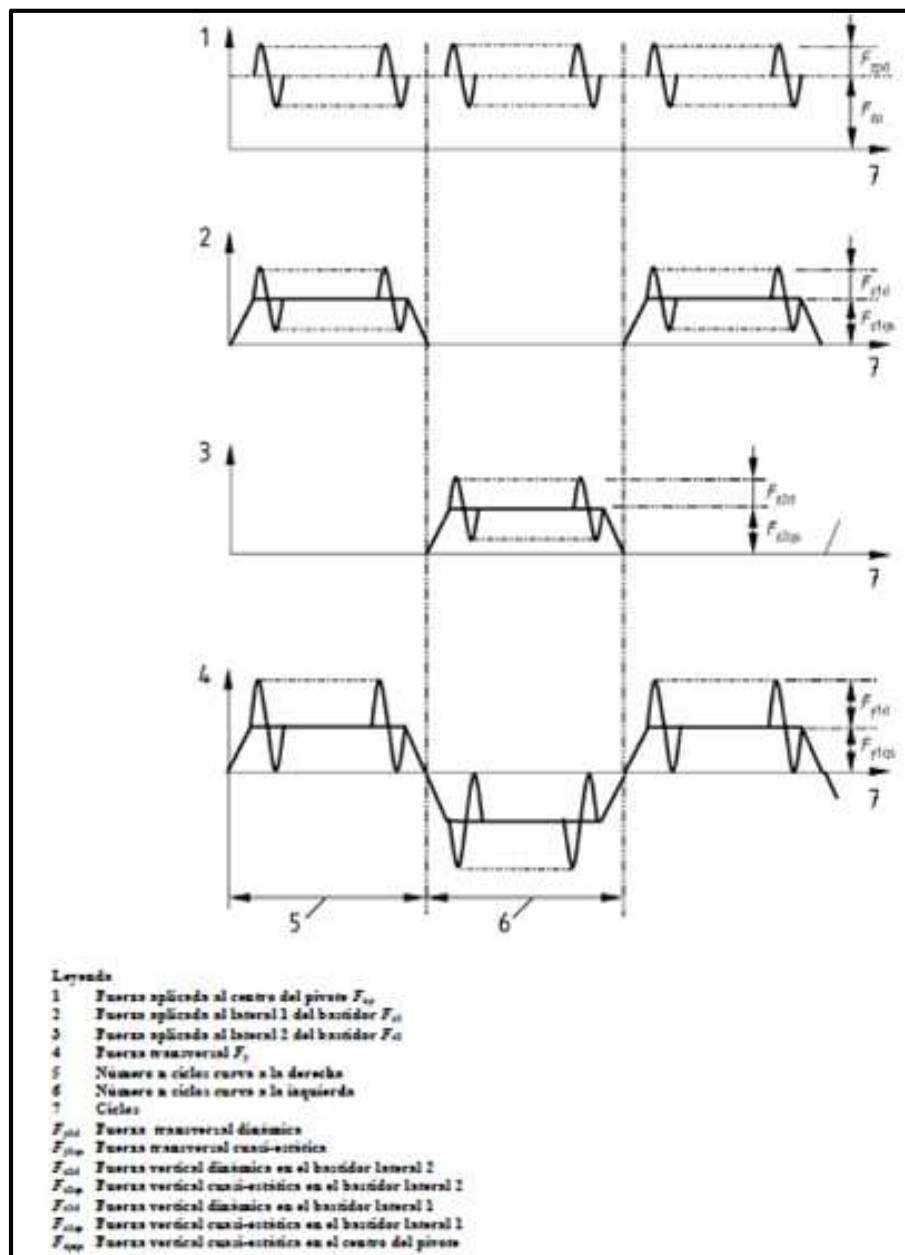


Figura 5.4 Ciclos de cargas del programa de fatiga

5.2.4.1 Ciclos para la carga vertical

Una vez determinados los ciclos que se utilizarán y sus valores teóricos se calcularán los valores numéricos para cada etapa.

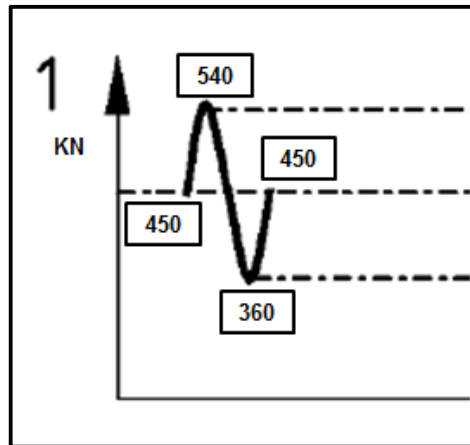


Figura 5.5 Ciclo de la primera fase del análisis

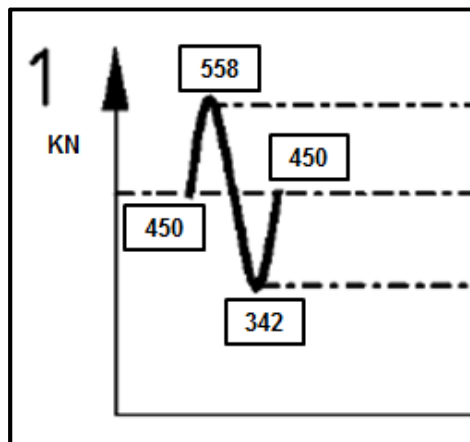


Figura 5.6 Ciclo de la segunda fase del análisis

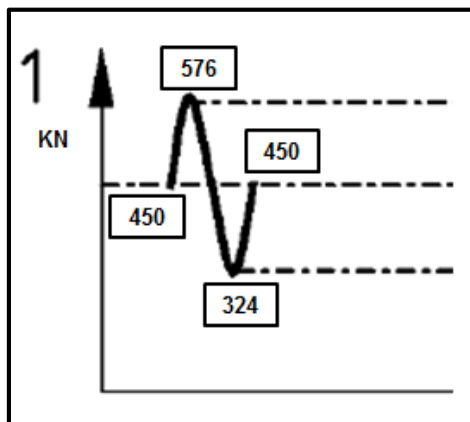


Figura 5.7 Ciclo de la tercera fase del análisis

5.2.4.2 Ciclos para la carga transversal

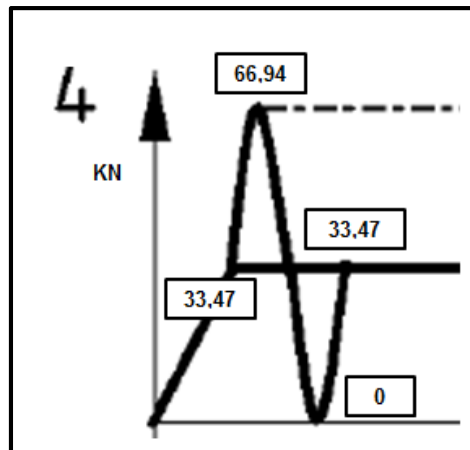


Figura 5.8 Ciclo de la primera fase del análisis

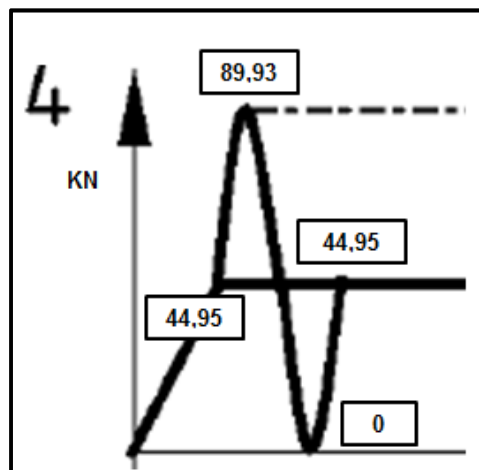


Figura 5.9 Ciclo de la segunda fase del análisis

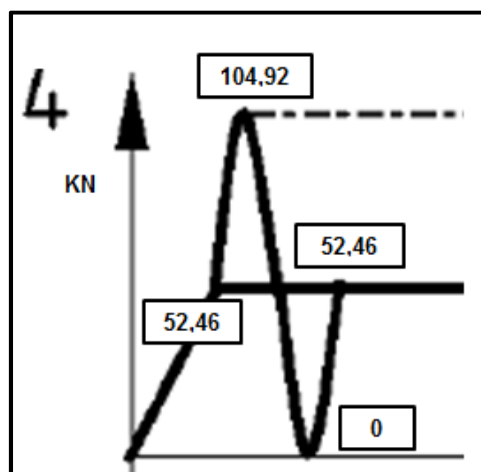


Figura 5.10 Ciclo de la tercera fase del análisis

Capítulo 6

DESARROLLO DEL ESTUDIO

6.1 MODELIZACIÓN CON CARGAS VERTICALES

**6.2 MODELIZACIÓN CON CARGAS
TRANSVERSALES**

**6.3 ANÁLISIS ESTÁTICO CON CARGAS
VERTICALES**

**6.4 ANÁLISIS ESTÁTICO CON CARGAS
TRANSVERSALES**

**6.5 ANÁLISIS A FATIGA CON CARGAS
VERTICALES**

**6.6 ANÁLISIS A FATIGA CON CARGAS
TRANSVERSALES**

6.1 MODELIZACIÓN CON CARGAS VERTICALES

6.1.1 Diseño del bastidor del bogie

A la hora de realizar cualquier diseño se ha de tener muy en cuenta el número de elementos que se generarán cuando se analice la pieza. Por ese motivo se ha decidido aprovechar las condiciones simétricas del bastidor y diseñarlo a un cuarto.

El primer paso es realizar un esbozo de la cara más compleja y aplicar después una extrusión. A esta pieza maciza se le deberá ir dando forma mediante la realización de vaciados hasta que obtenga el cuarto de bogie.

Es importante destacar que se redondearán las aristas vivas en las zonas de mayores esfuerzos para evitar que concentren las tensiones en ellas.

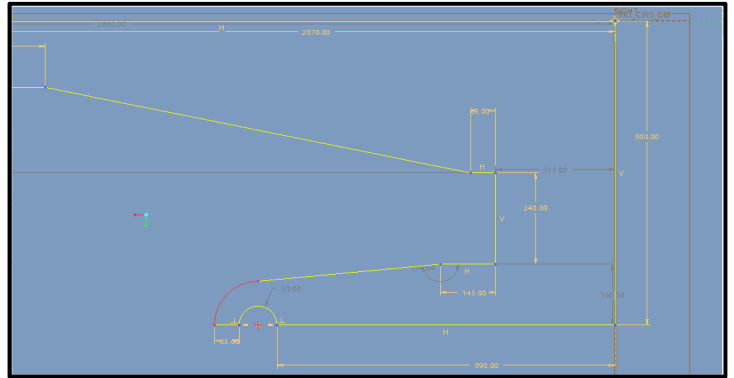


Figura 6.1 Esbozo de la cara lateral

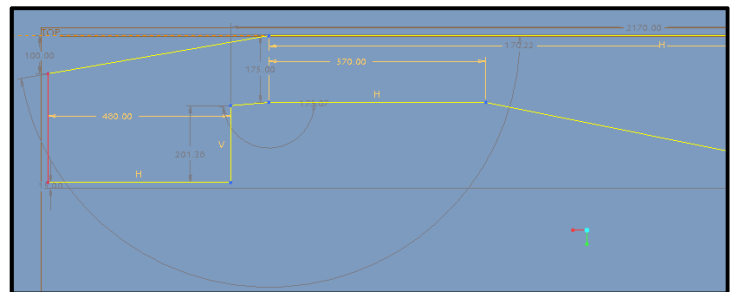


Figura 6.2 Esbozo de la cara lateral

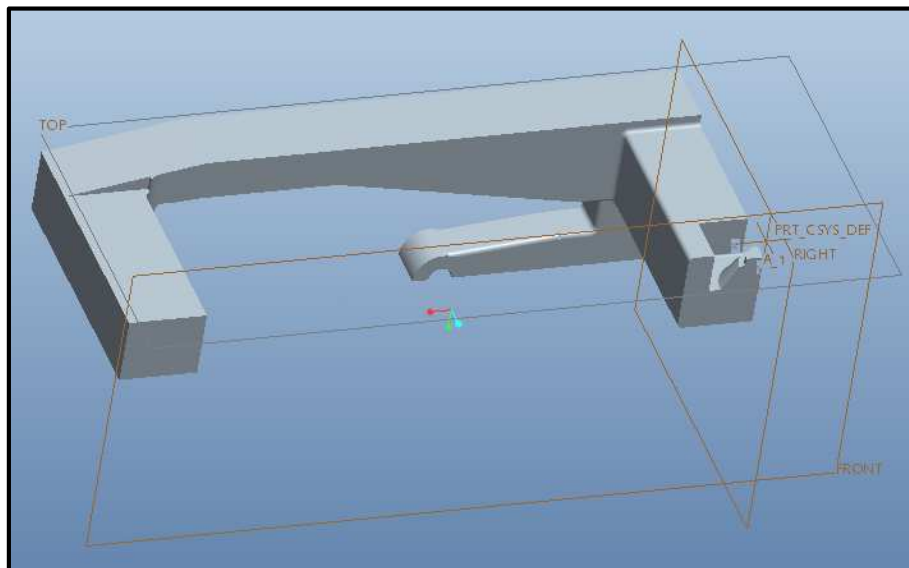


Figura 6.3 Diseño de un cuarto de bastidor

6.1.2 Propiedades del material

Todas las definiciones y análisis siguientes que no sean exclusivas del diseño serán realizadas en el módulo *Aplicaciones > Mechanics* de Pro-Engineer.

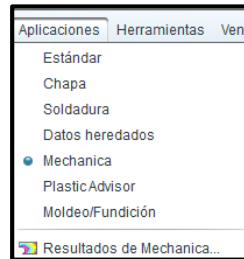


Figura 6.4 Módulo *Mechanics*

Una vez dentro del módulo *Mechanics* ofrece da la posibilidad de realizar un análisis estructural o térmico. En este caso se realizará el estructural.



Figura 6.5 Tipo de análisis

El material elegido para el bastidor es el acero AISI 1050. Para definir sus propiedades se pincha en *Assignment material* y se elige el material ya definido como *STEEL*.

Al abrirse la ventana de sus propiedades se verá que algunas ya están determinadas como el coeficiente de Poisson, el módulo de Young o el coeficiente de dilatación térmica.

En la ventana *Definición de material*, se proporciona en *Límite elástico* un valor de 365 MPa y en *Límite de resistencia a tracción* o resistencia última de 690 MPa. En el apartado de *Fatiga* se selecciona la Ley Uniforme de Materiales y en el *Criterio de rotura* la Energía de distorsión. Para *Tipo de material* se pincha en *Aceros de baja aleación*, en *Acabado superficial* se elige *Bien mecanizado* y para *Factor de reducción de la resistencia a fatiga* se introduce 1.



Figura 6.6 Ventana *Definición de material*

6.1.3 Asignación de los esfuerzos

Debido al peso del bastidor la carga que genera la gravedad ha de ser tenida muy en cuenta. El Pro-Engineer permite su aplicación seleccionando *Gravity load*, donde se introducirá su valor y su sentido.



Figura 6.7 Ventana de Gravity load

El bastidor debe soportar una carga en el apoyo central de 500 KN (aproximadamente 50 Tn) sin embargo, al haber realizado una simetría a un cuarto deberá soportar solo una cuarta parte de esa fuerza, es decir 125 KN. Para ello se pincha en *Force Load* y se selecciona la superficie deseada.

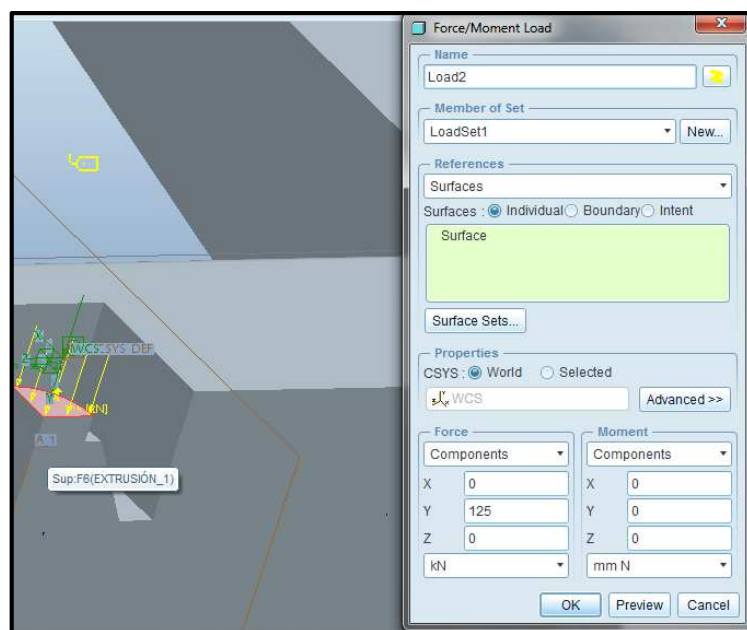


Figura 6.8 Aplicación de la carga en el apoyo central

6.1.4 Determinación de las condiciones de contorno

En primer lugar se deben definir las restricciones de desplazamiento y giro y donde se realiza esa restricción. Para ello se selecciona la zona que se quiere restringir y se pincha en *Displacement constraint*, una vez abierta la ventana no se realiza ningún cambio ya que automáticamente ofrece un empotramiento, que es lo que se busca y se acepta.

En la figura 6.9 se puede observar la cara que se ha escogido para realizar el empotramiento.

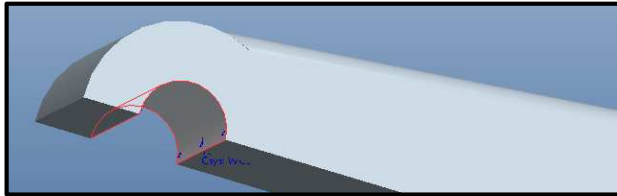


Figura 6.9 Zona empotrada

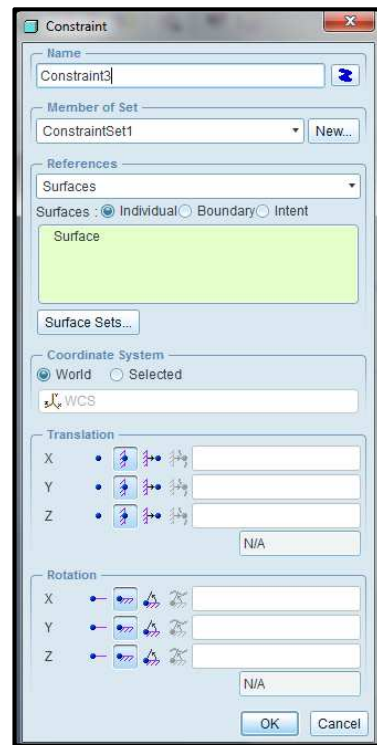


Figura 6.10 Ventana *Constraint*

Como se ha indicado antes, se ha realizado el diseño del bastidor a un cuarto con el fin de ahorrar elementos que analizar, y por lo tanto, tiempo. Es por eso que por último se debe definir la condición de contorno de simetría.

Para comenzar se selecciona el plano o la cara que se usará como plano de simetría, se elige la opción *Symmetry Constraint*, en el apartado *Type* se pincha en *Mirror* y se pulsa *OK*.

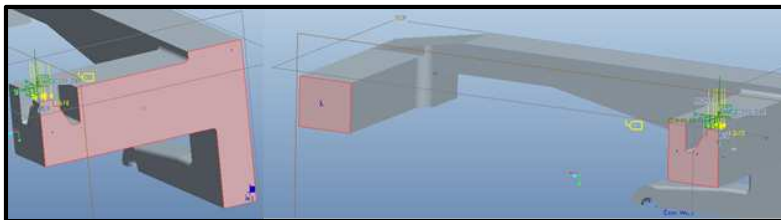


Figura 6.12 Planos seleccionados

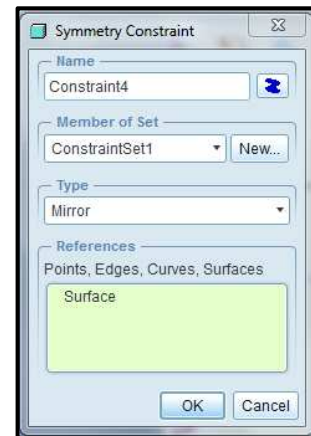


Figura 6.11 Ventana *Symmetry*

6.2 MODELIZACIÓN CON CARGAS TRANSVERSALES

En este capítulo se diseñará el mismo problema pero para las cargas transversales que surgen. De hecho los únicos apartados que serán modificados son los referentes a la asignación de esfuerzos y a las condiciones de contorno.

6.2.1 Asignación de esfuerzos

Dentro de este apartado solo se modificará la magnitud, sentido y posición de la fuerza y se seguirá conservando la carga producida por el peso propio.

El bastidor debe soportar una carga transversal en cada eje sin embargo, al haber realizado una simetría a un cuarto deberá soportar solo la mitad de esa fuerza será aplicada. Para calcular su valor aplicamos la siguiente fórmula:

$$F_{y1} = F_{y2} = F_y/2 = 0,1 \cdot (F_z + m \cdot g)$$

donde:

- F_y es la fuerza transversal total.
- F_{y1} y F_{y2} son las fuerzas transversales aplicadas sobre cada eje.
- m es la masa de bogie.
- g es la aceleración de la gravedad. Su valor es $9,81 \text{ m/s}^2$.

Para calcular la masa del bogie se debe conocer primero el volumen de este ya que la densidad venía incluida por defecto en el material *STEEL*. Pinchando en la opción *Análisis > Medir > Volumen* aparece la siguiente figura con este en mm^3 .

Una vez obtenido este dato y se observa que el valor de la densidad es de $7,824 \times 10^{-9} \text{ Tn/mm}^3$ (ver figura 6.13).

Realizando la multiplicación se obtiene que el valor de la masa del bogie es de 3,19 Tn. Por lo tanto:

$$F_{y1} = F_{y2} = 53,12 \text{ KN}$$

Debido a la simetría la carga final que se aplicará será de 26,56 KN.

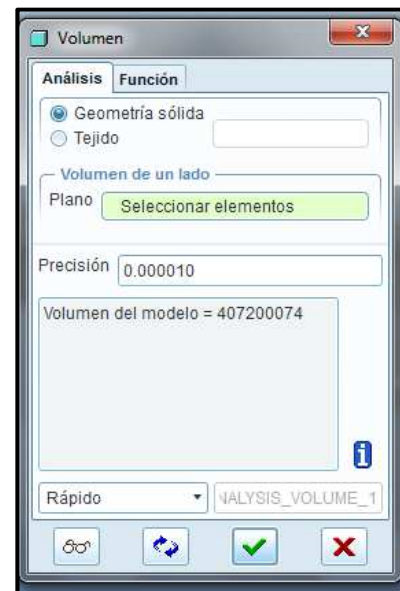


Figura 6.13 Ventana del volumen

Se ha determinado que la zona de aplicación de la fuerza será esta debido a que una pieza intermedia la une directamente con el sistema rueda-eje.

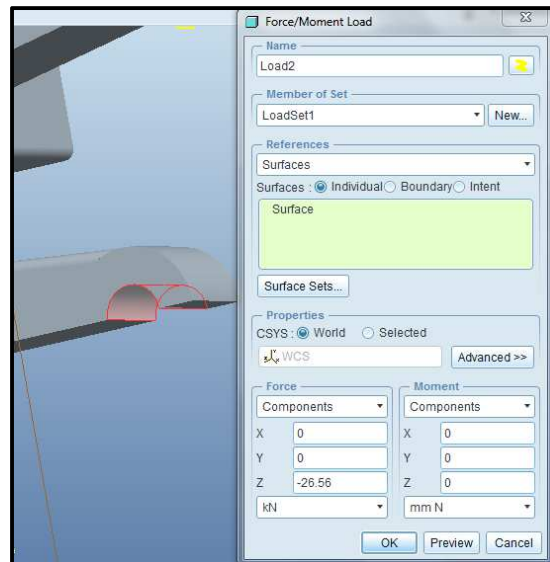


Figura 6.14 Zona de aplicación de la carga

6.2.2 Determinación de las condiciones de contorno

El empotramiento se realizará en el apoyo central para ello se selecciona la zona que queremos restringir y se pincha en *Displacement constraint*, una vez abierta la ventana no se realiza ningún cambio ya que automáticamente ofrece un empotramiento, que es lo que se busca y se acepta.

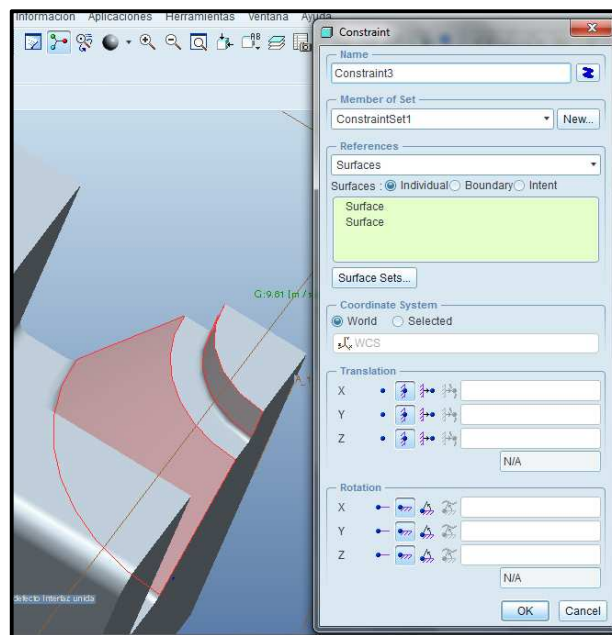


Figura 6.15 Zona de aplicación del empotramiento

6.3 ANÁLISIS ESTÁTICO CON CARGAS VERTICALES

6.3.1 Selección del método estático

Antes de realizar el ensayo a fatiga se debe implementar un ensayo estático que actúe como base del de fatiga. Se ofrecen distintos métodos y calidades para realizarlo, siendo el principal objetivo determinar cual y con que calidad es más eficiente en función del tiempo así como las partes con más riesgo de sufrir daños.

Dentro de la aplicación *Mechanica* se pincha en el apartado *Análisis > Análisis/Estudios de Mechanica*. Aparecerá una ventana en la que se seleccionará *File > New Static*.

Una vez seleccionado el análisis estático aparecerá otra ventana donde se mostrarán los distintos métodos y calidades a elegir.

A continuación se realizará una explicación detallada de las distintas opciones que aparecen dentro de las pestañas *Output* y *Convergence*.

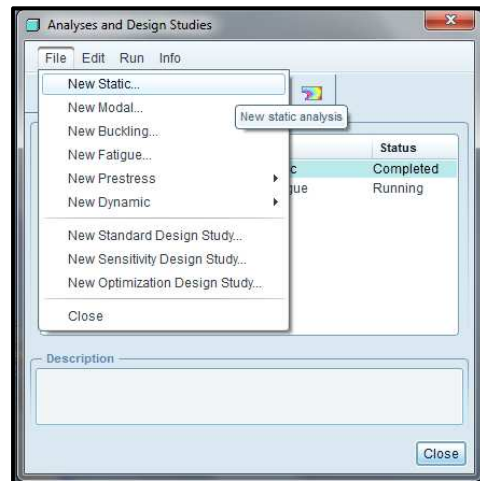


Figura 6.16 Ventana *Analyses and Design Studies*

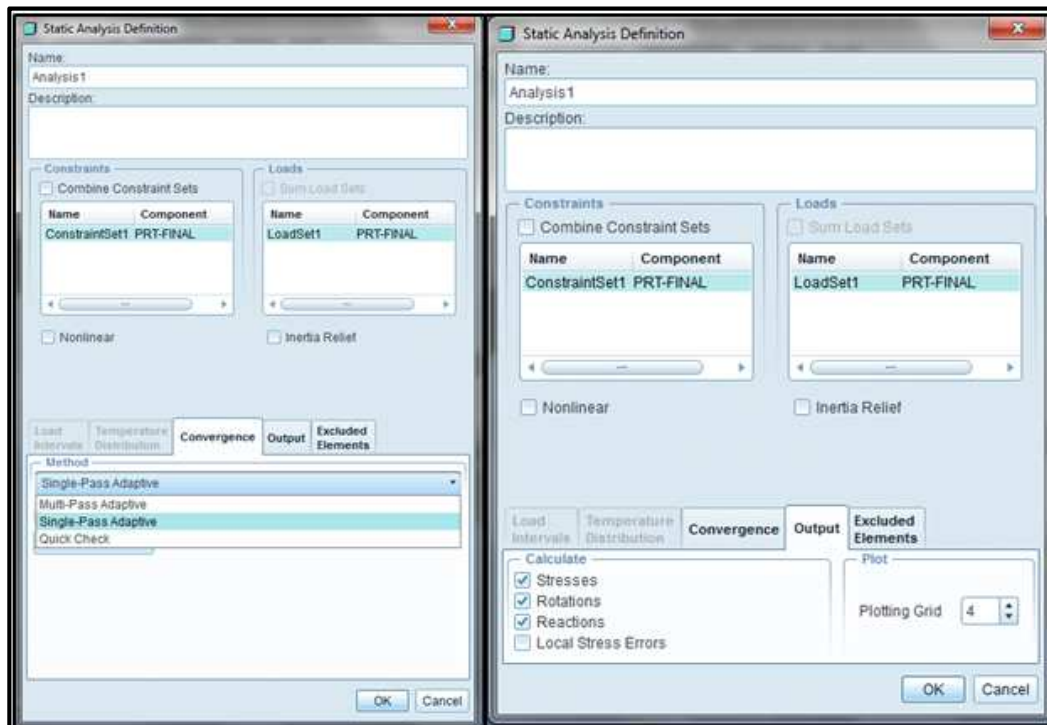


Figura 6.17 Ventana *Analysis Definition*

6.3.2

Descripciones de

los diferentes métodos y calidades

6.3.2.1 Pestaña Convergence

Dentro de esta pestaña se ofrece la posibilidad de elegir 3 métodos diferentes. *Quick Check*, *Single-Pass Adaptive* y *Multi-Pass Adaptive*.

Quick Check es un análisis sencillo y rápido que se utiliza para determinar si se han definido bien las condiciones del problema que se estudia. *Mechanica* realiza la operación mediante el uso de un polinomio de tercer grado.

En el estudio *Single-Pass Adaptive* el programa realiza una primera resolución de un polinomio de orden tres, sin embargo, a diferencia del anterior método determina un error de estimación en la tensión local. Mediante el uso de este error *Mechanica* determina una nueva distribución del orden del polinomio y realiza un paso final.

RMS Stress Error Estimates:		
Load Set	Stress Error	% of Max Prin Str
LoadSet1	4.75e+00	1.4% of 3.29e+02
Resource Check (17-59-03)		

Figura 6.18 Error de estimación en la tensión

Como se puede observar, dentro de la ventana de *File > Display study status* una de las cosas que aparece es el error estimado. En el hipotético caso de que el error fuese grande se debe desestimar el estudio *Single-Pass Adaptive*, por lo que se deberá utilizar el método *Multi-Pass Adaptive*.

En el análisis *Multi-Pass Adaptive* el programa realiza los cálculos y va aumentando el orden de los polinomios para cada elemento hasta que los criterios de convergencia seleccionados se cumplan.

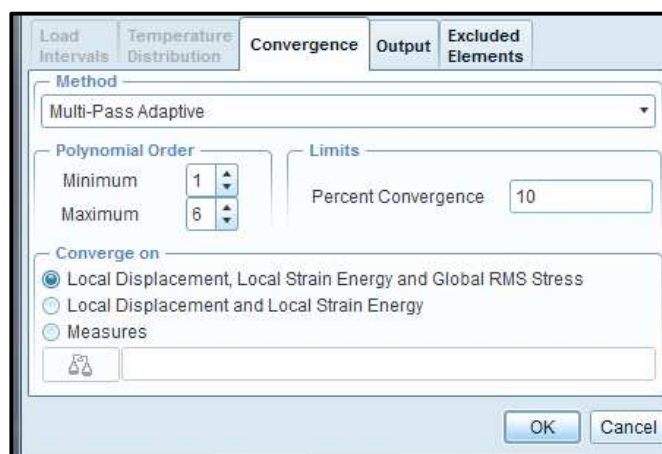


Figura 6.19 Pestaña Convergence

Para ello se definen el orden mínimo y máximo de los polinomios así como el porcentaje de convergencia. El programa converge cuando la diferencia de los resultados del paso anterior y del actual es menor que el porcentaje especificado. En este estudio también se considera un error.

6.3.2.2 Pestaña Output

Dentro de esta pestaña se ofrece la posibilidad de modificar el valor de *Plotting grid* (densidad de la red que determina donde *Mechanica* calcula los resultados), el cual viene por defecto con un valor de 4, eso es debido a que el programa estima que es el adecuado para la realización de un análisis estándar.

El valor de *Plotting Grid* representa el número de intervalos a lo largo de cada elemento que *Mechanica* utiliza para crear redes de trazado, calculando los valores en las intersecciones de las líneas de la cuadrícula.

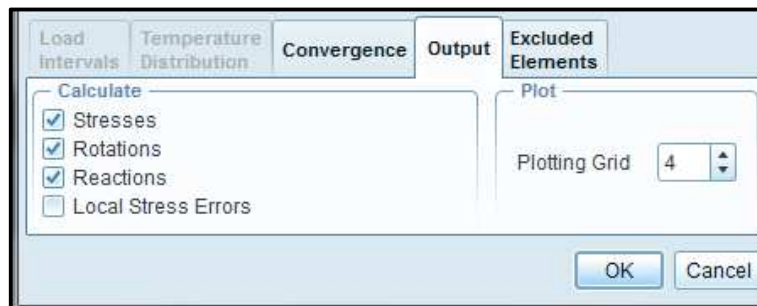


Figura 6.20 Pestaña Output

6.3.3 Estudio del mejor método y calidad

6.3.3.1 Metodología y objetivos

El objetivo en este apartado es determinar cual de los métodos que ofrece la pestaña *Convergence* y qué nivel de *Plotting grid* es el más adecuado en función de la calidad del análisis y del tiempo empleado.

Para ello primero se descartará el método de *Quick Check* ya que es sólo una aproximación rápida. A continuación se realizarán hasta 4 estudios del análisis *Single-Pass Adaptive* con distintos niveles de *Plotting grid*, donde se determinará que valor es el más adecuado. Después se generarán otros 4 análisis de *Multi-Pass Adaptive* donde se observará la influencia del orden de los polinomios. Por último se expondrán los resultados a los que se ha llegado.

Además se realizará un primer tanteo de las zonas que más peligro tengan de generar fisuras.

6.3.3.2 Resultados

A continuación se mostraran 2 imágenes de los esfuerzos obtenidos con el estudio de mayor calidad realizado y una tabla con los valores de los distintos análisis así como de las zonas más afectadas.

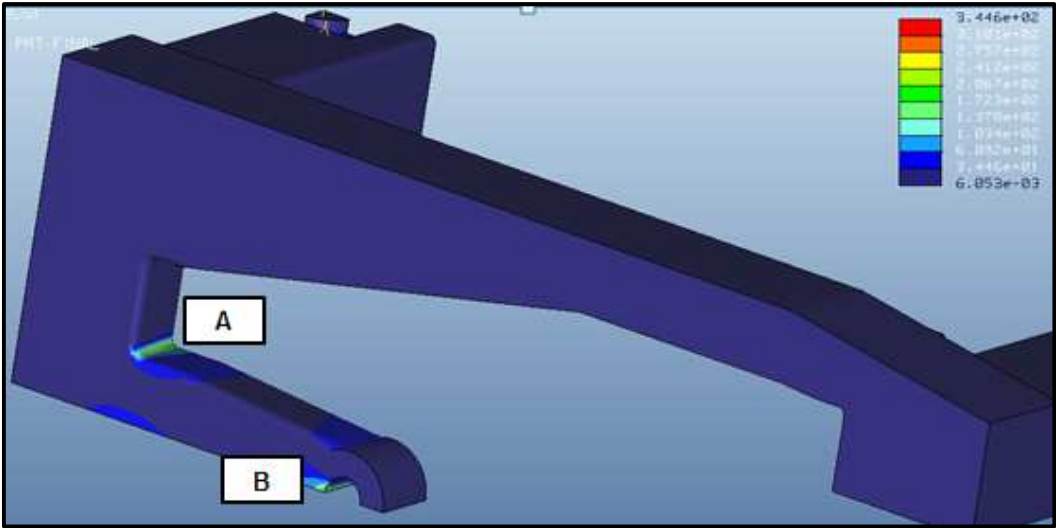


Figura 6.21 Análisis estático de cargas verticales *Multi-Pass Adaptive* con *Polynomial order 9* y *Convergence 1%*

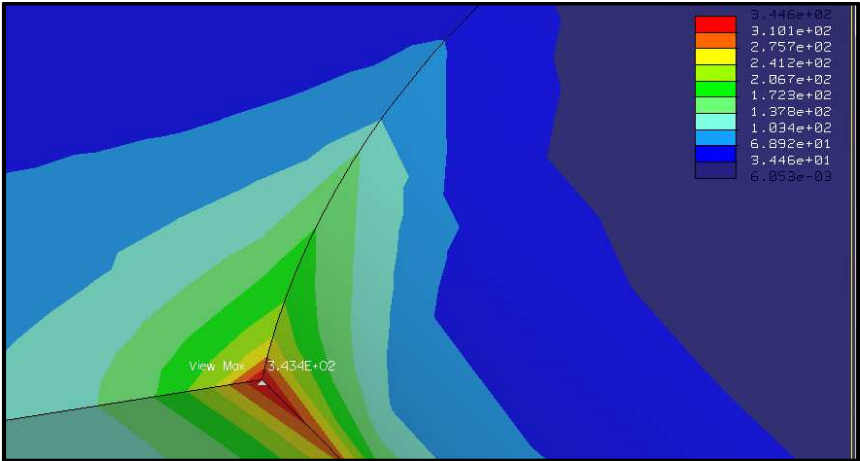


Figura 6.22 Zoom de la zona B

Análisis estáticos realizados							
Método de análisis	$\bar{\sigma}_{\text{máx}}$ (MPa)	Error (MPa)	Converg.(%)	P. order	Plotting g.	Zona	Tiempo
Single-Pass Adaptive	238,4	4,75	-	-	5	B	<1'
Single-Pass Adaptive	238,4	4,75	-	-	7	B	<1'
Single-Pass Adaptive	238,4	4,75	-	-	9	B	<1'
Single-Pass Adaptive	238,4	4,75	-	-	10	B	<1'
Multi-Pass Adaptive	243,4	4,82	5	6	10	B	1'
Multi-Pass Adaptive	312,2	2,86	5	8	10	B	1'30"
Multi-Pass Adaptive	312,2	2,86	5	9	10	B	2' 30"
Multi-Pass Adaptive	344,6	2,1	1	9	10	B	3'

Tabla 6.1 Valores de análisis estáticos para cargas verticales

Al realizar los primeros 4 análisis se ha visto que los valores de la tensión máxima no han variado ni ha disminuido el error por mucho que aumente el *Plotting grid*, sin embargo, el poco tiempo empleado para su resolución hace que sea recomendable seleccionar siempre que se pueda la mayor calidad de este.

En los siguientes 4 estudios se observa un paulatino incremento de la tensión máxima y disminución del error a medida que se aumenta el orden del polinomio máximo. El poco tiempo en el que se ha realizado permite disminuir el porcentaje de convergencia hasta el 1%.

La zona que más se ha visto afectada con diferencia ha sido la B, sin embargo, se seguirá teniendo en cuenta la zona A como zona de riesgo ya que los valores tensionales son ligeramente inferiores en espera de los resultados obtenidos en los análisis a fatiga.

En vista del incremento de la tensión de un método a otro se elegirá el más restrictivo, es decir *Multi-Pass Adaptive*. Además el poco tiempo empleado aun usando el máximo orden de polinomio y el mínimo porcentaje de convergencia hacen que sea recomendable elegir el último análisis como base para el posterior estudio a fatiga.

6.4 ANÁLISIS ESTÁTICO CON CARGAS TRANSVERSALES

En este capítulo se seguirá una dinámica similar al apartado 3 del capítulo anterior. Al realizar el análisis de los diferentes métodos no se busca determinar cual es el mejor ni sus tiempos, que serán prácticamente iguales, sino detectar las zonas que más se deben tener en cuenta.

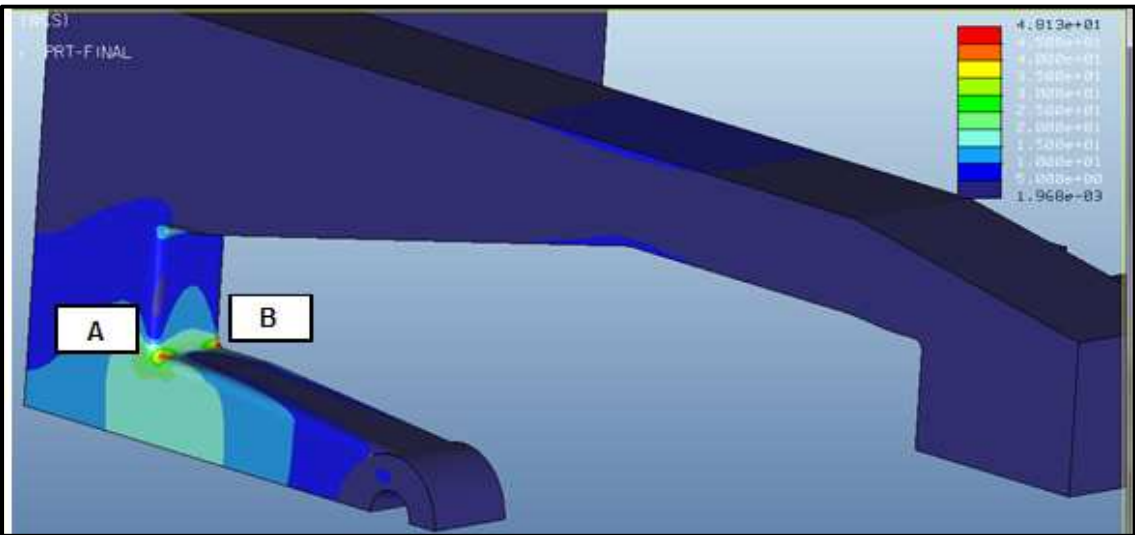


Figura 6.23 Estudio estático de cargas transversales *Multi-Pass Adaptive* con *Polynomial order 9*, *Convergence 1%*

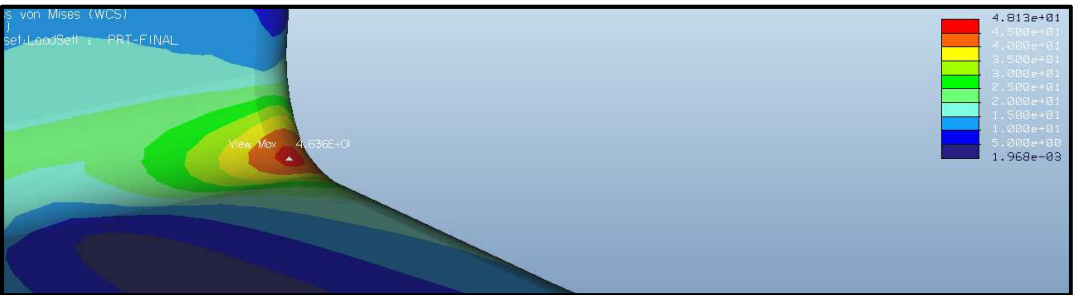


Figura 6.24 Zoom de la zona B

Análisis estáticos realizados							
Método de análisis	σ_{\max} (MPa)	Error (MPa)	Converg.(%)	P. order	Plotting g.	Zona	Tiempo
Single-Pass Adaptive	46,38	1,3	-	-	5	B	<1'
Single-Pass Adaptive	45,84	1,3	-	-	7	B	<1'
Single-Pass Adaptive	46,52	1,3	-	-	9	B	<1'
Single-Pass Adaptive	46,38	1,3	-	-	10	B	<1'
Multi-Pass Adaptive	45,55	1,01	5	6	10	B	1'
Multi-Pass Adaptive	45,86	0,84	5	8	10	B	1'30"
Multi-Pass Adaptive	45,86	0,84	5	9	10	B	2' 30"
Multi-Pass Adaptive	48,13	0,56	1	9	10	B	3'

Tabla 6.2 Valores de los análisis estáticos para cargas transversales realizados

Al igual que en el anterior análisis para el método *Single-Pass Adaptive* el valor del error no ha variado, sin embargo si que se ha visto una ligera variación en las tensiones máximas registradas, mostrando los mayores valores con *Plotting grid* nivel 5 y 10. Debido al poco tiempo empleado para su resolución hace que sea recomendable seleccionar siempre que se pueda la mayor calidad de este.

En los estudios en los que se utiliza *Multi-Pass Adaptive* se observa un ligero aumento de la tensión máxima en los tres primeros casos y un aumento un poco mayor en el último. Se debe también recalcar la disminución del error conforme se iba haciendo más complejo el análisis hasta llegar a ser casi una tercera parte del primero.

La zona que más se ha visto afectada con diferencia ha sido la B, sin embargo, se seguirá teniendo en cuenta la zona A como zona de riesgo ya que los valores tensionales son ligeramente inferiores en espera de los resultados obtenidos en los análisis a fatiga.

En vista del incremento de la tensión de un método a otro se elegirá el más restrictivo, es decir *Multi-Pass Adaptive*. Además el poco tiempo empleado aun usando el máximo orden de polinomio y el mínimo porcentaje de convergencia hacen que sea recomendable elegir el último análisis como base para el posterior análisis a fatiga.

6.5 ANÁLISIS A FATIGA CON CARGAS VERTICALES

Para la realización de un análisis a fatiga es necesario haber realizado previamente un ensayo estático en el cual pueda basarse.

Además se ha de tener en cuenta que al iniciar el ensayo de fatiga comenzará realizando de nuevo el ensayo estático y una vez finalice comenzará el de fatiga, por lo que cobra importancia el tiempo de duración del análisis estático.

Conviene resaltar que los análisis de fatiga duran bastante más por lo que se hace necesario un correcto diseño del problema por ejemplo, aplicar simetrías cuando sea posible.

Como en el anterior análisis será importante analizar el tiempo que tarda en realizarse el ensayo a fatiga en función de la calidad de este.

6.5.1 Estudio de la calidad adecuada

En este apartado se realizará un estudio de fatiga utilizando diferentes niveles de *Plotting grid* para comprobar hasta que punto compensa el tiempo que se tarda en realizarlo.

6.5.1.1 Descripción de las diferentes opciones de estudio

En primer lugar hay que dirigirse a la aplicación *Mechanica* donde se pincha en el apartado *Análisis > Análisis/ Estudios de Mechanica*. Aparecerá una ventana en la que se seleccionará *File > New Fatigue* apareciendo la siguiente ventana.

En *Desired endurance* se introduce el número de ciclos que se quiere que aguante como mínimo el estudio, no influye en el resultado pero es un campo obligatorio.

En *type* se permite elegir entre una amplitud de carga variable y una constante. En el caso de que se elija la constante utilizaremos las 3 opciones que estás debajo para definir el estudio.

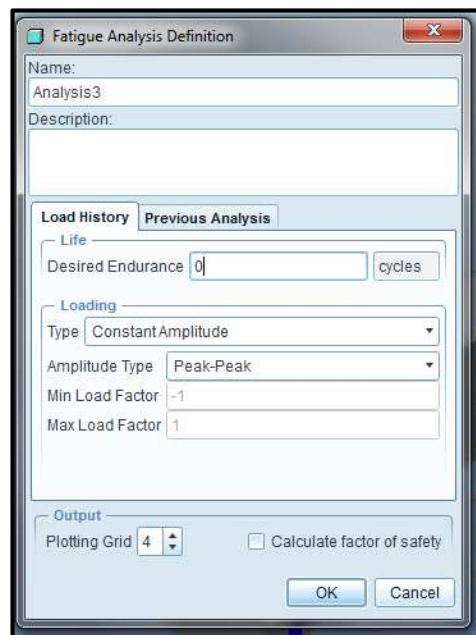


Figura 6.25 Ventana *Fatigue Analysis Definition*

Dentro de *Amplitude* se pueden elegir 3 tipos de análisis. *Peak-Peak* para realizar un ensayo con amplitud alternante pura. *Zero-Peak* para realizar un ensayo de tensión pulsante. *User-defined* permite dar el máximo valor y el mínimo que se quiera, para ello se introduce en *Min Load Factor* y en *Max Load Factor* la proporción que queremos que guarden con respecto de la fuerza ya definida.

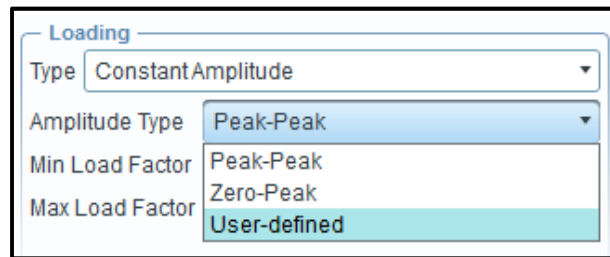


Figura 6.26 Opciones de *Amplitude Type*

La opción de *Variable Amplitude* permite la generación de ciclos como los que la norma UNE EN 13749 indica que se deben aplicar.

En ella aparecerán una serie de casillas en las que, al igual que con la opción de *User-Defined*, se introducirá la proporción que se busca. Se pueden introducir hasta 15 proporciones con el objetivo de definir un ciclo lo más realista posible.

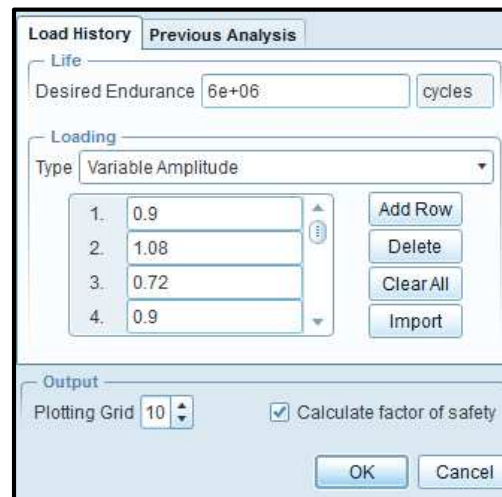


Figura 6.27 Ventana de *Variable Amplitude*

Por último y una vez determinado la forma en la que se realizará el análisis, seleccionamos el valor de *Plotting grid* deseado y pinchamos en *Calculate factor of safety*.

6.5.1.2 Realización del estudio

Para la realización de este estudio se elegirán las proporciones mostradas en la figura 5.3 del anterior subapartado ya que se corresponden con las exigidas para la primera etapa del programa. También se elegirá como *Desired Endurance* 6000000 ciclos.

Al igual que en la metodología seguida con anterioridad se mostrará una tabla en la que aparecerán los datos relevantes de todos los estudios, las conclusiones a las que se han llegado e imágenes que muestren los datos. Como novedad se explicará que opciones da el análisis a fatiga para visualizar las soluciones.

Análisis a fatiga realizados			
Ciclos (log)	Plotting g.	Zona	Tiempo
7,198	5	B	11'
7,198	7	B	18'
7,198	9	B	25'
7,198	10	B	28'

Tabla 6.3 Análisis a fatiga para cargas verticales

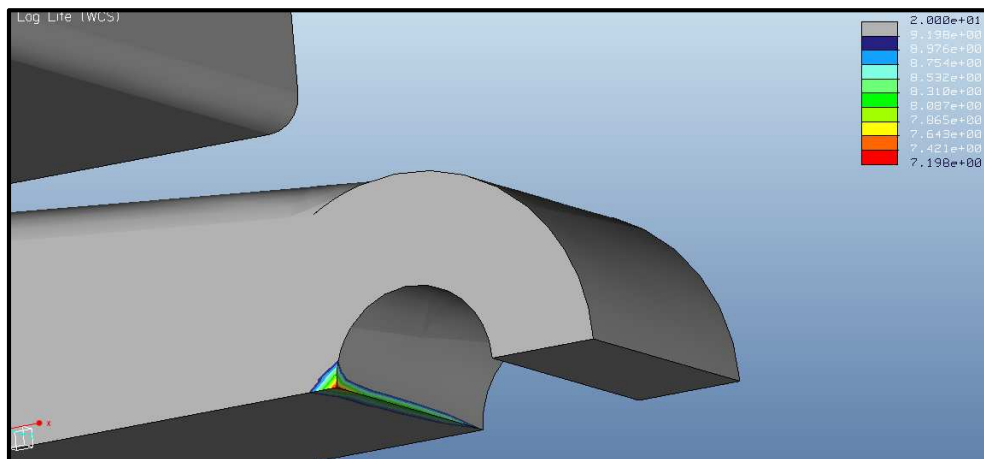
En los distintos estudios realizados se ha obtenido el mismo valor del exponente además de haber sido la zona B la más afectada con diferencia por lo tanto y con el fin de ahorrar tiempo se ha decidido elegir como valor de *Plotting grid* a usar 7 ya que se encuentra entre un análisis estándar y uno muy fino. Los resultados pueden ser visualizados de cuatro formas distintas.

Log Life expondrá el número estimado de ciclos que puede durar el diseño hasta que se fisura. Debido a la naturaleza exponencial de la fatiga lo que mostrará en la imagen será el exponente.

Log Damage mostrará la proporción entre los ciclos de fatiga acumulados y el número total de ciclos de fallo. Si en los resultados se muestra un valor menor que la unidad significa que no hay fallo.

Factor of safety representa el factor de seguridad permisible sobre la carga proporcionada, es decir, cuando la vida a fatiga calculada es mayor que la exigida el programa muestra un coeficiente de seguridad que representa la amplitud que la carga puede ser aumentada hasta que el coeficiente sea 1.

Confidence of life representa la proporción entre la vida calculada y la vida que es exigida..

Figura 6.28 Imagen de la zona B según la opción *Log Life*

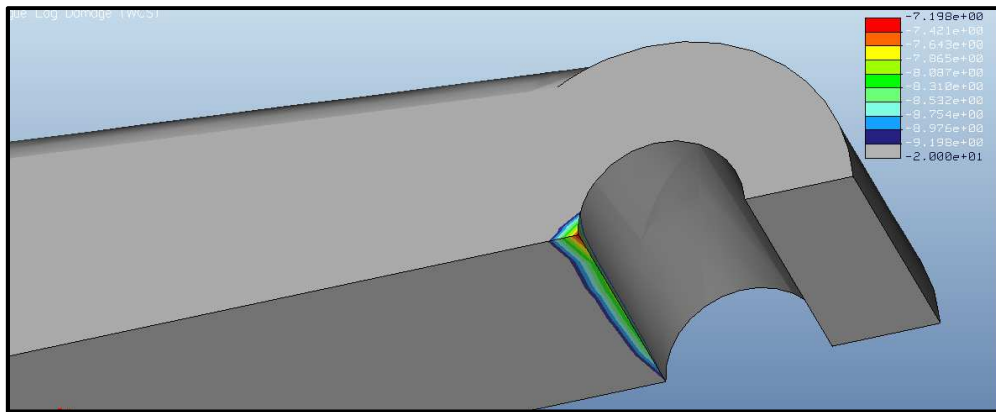


Figura 6.29 Imagen de la zona B según la opción *Log Damage*

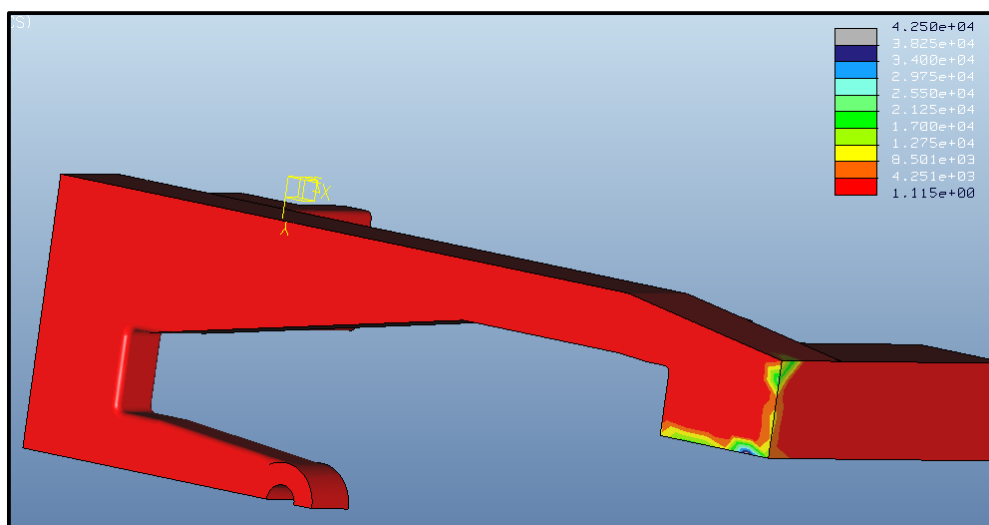


Figura 6.30 Imagen de la zona B según la opción *Factor of Safety*

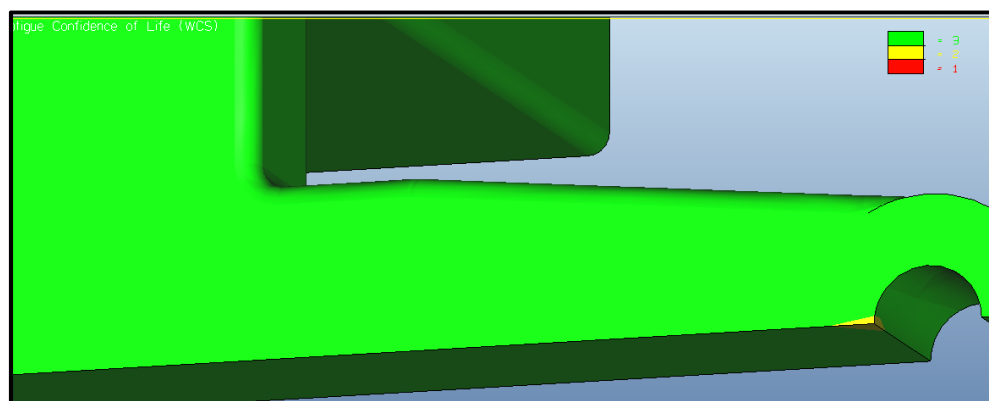


Figura 6.31 Imagen de la zona B según la opción *Confidence of Life*

6.5.2 Análisis a fatiga con cargas verticales

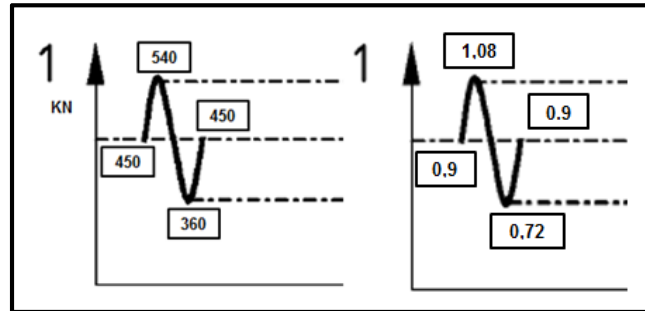


Figura 6.32 Ciclo de la primera etapa con sus proporciones

$$\checkmark \quad 6 \times 10^6 < 10^{7,198} = 15,78 \times 10^6$$

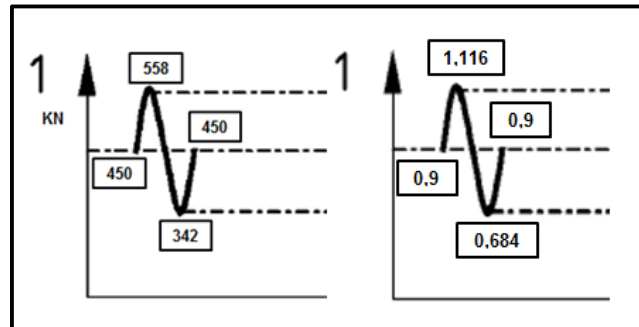


Figura 6.33 Ciclo de la segunda etapa con sus proporciones

$$\checkmark \quad 2 \times 10^6 < 10^{7,068} = 11,69 \times 10^6$$

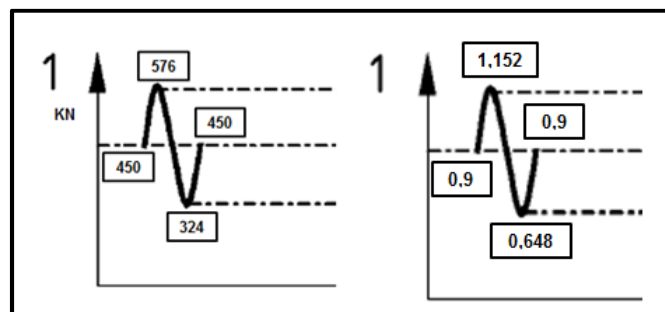


Figura 6.34 Ciclo de la tercera etapa con proporciones

$$\checkmark \quad 2 \times 10^6 < 10^{6,943} = 8,77 \times 10^6$$

6.6. ANÁLISIS A FATIGA CON CARGAS TRANSVERSALES

6.6.1 Estudio de la calidad adecuada

Se realizarán 4 estudios con los mismos niveles de *Plotting grid* que en el capítulo anterior con el objetivo de determinar cual es el más idóneo y la zona que más sufre.

En este caso se analizará teniendo en cuenta el cambio de las curvas a derecha e izquierda de forma consecutiva (ver sección 5.2.4). A la hora de introducir las proporciones se introducirán las correspondientes a un lado y a continuación las mismas proporciones pero en negativo para representar la curva hacia el otro lado. Aunque debido a las limitaciones del programa se meta en el mismo ciclo, en realidad representan dos ciclos distintos, por lo que la solución que aparezca deberá ser multiplicada por dos para representar la vida a fatiga real.

Análisis a fatiga realizados			
Ciclos (log)	Plotting g.	Zona	Tiempo
7,911	5	B	11'
7,911	7	B	18'
7,911	9	B	25'
7,911	10	B	28'

Tabla 6.4 Análisis a fatiga con el primer ciclo de cargas

En los distintos estudios realizados se ha obtenido el mismo valor del exponente, por lo tanto y con el fin de ahorrar tiempo se ha decidido elegir como valor de *Plotting grid* a usar 7 ya que se encuentra entre un análisis estándar y uno muy fino. Tanto la zona A como la zona B sufren prácticamente por igual.

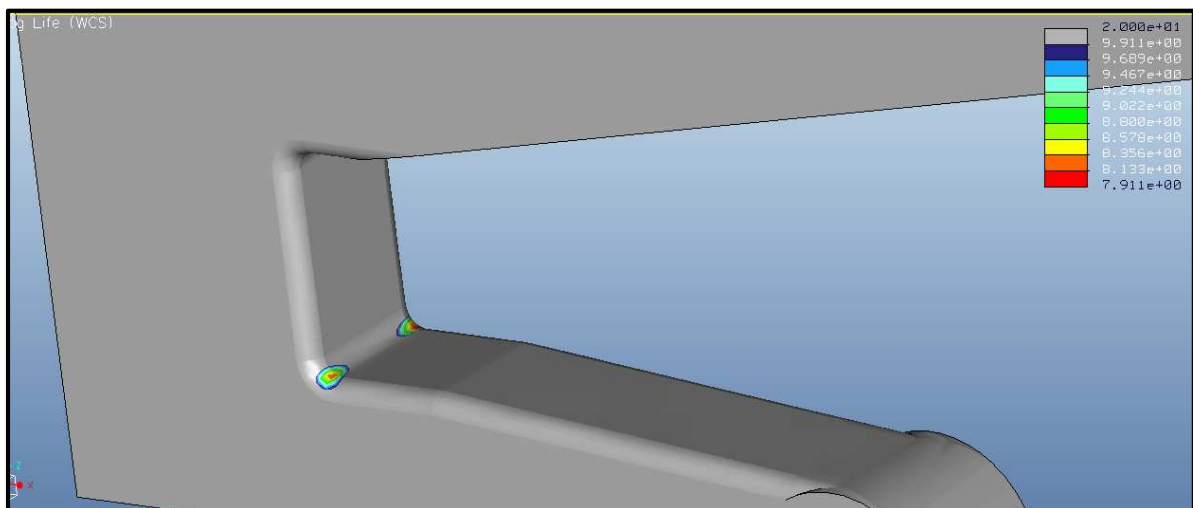


Figura 6.35 Imagen de la zona B según la opción *Log Life*

6.6.2 Análisis a fatiga con cargas transversales

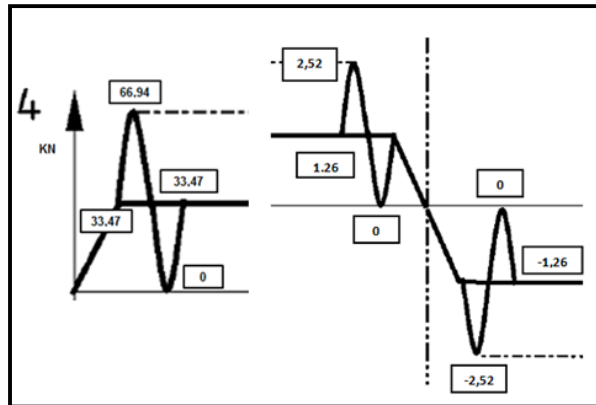


Figura 6.36 Ciclo de la primera etapa con sus proporciones

$$✓ \quad 6 \times 10^6 < 2 \times 10^{7,911} = 163 \times 10^6$$

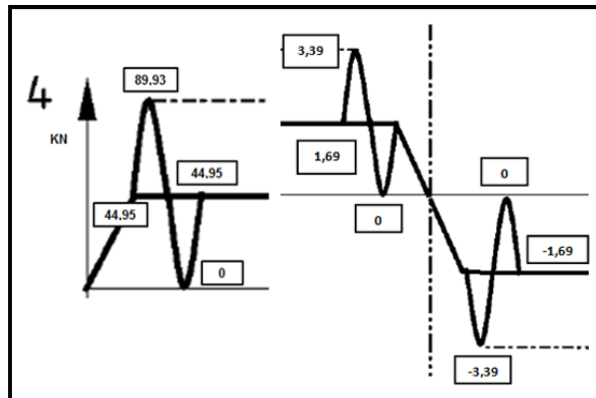


Figura 6.37 Ciclo de la segunda etapa con sus proporciones

$$✓ \quad 2 \times 10^6 < 2 \times 10^{6,711} = 10,3 \times 10^6$$

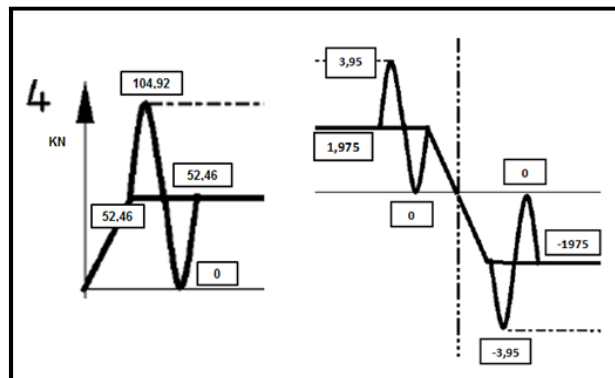


Figura 6.38 Ciclo de la tercera etapa con sus proporciones

$$✓ \quad 2 \times 10^6 < 2 \times 10^{6,165} = 2,92 \times 10^6$$

Capítulo 7

CONCLUSIONES Y TRABAJOS

FUTUROS

7,1 CONCLUSIONES

7.2 TRABAJOS FUTUROS

7.1 CONCLUSIONES

El objetivo principal de este proyecto es verificar el método de diseño de un bogie y realizarle un estudio a fatiga según la norma UNE EN 13749 con el fin de comprobar si cumple los requisitos necesarios.

Para alcanzar ese objetivo ha sido necesario realizar en primer lugar el diseño del modelo 3D mediante Pro-Engineer de forma correcta y buscando reproducir con la mayor fidelidad posible el diseño original.

Para la aplicación de las cargas se han seguido las directrices indicadas en la norma UNE EN 13749 con el objetivo de que la simulación sea lo más aproximado posible a la realidad.

Con el fin de alcanzar ese grado de realismo óptimo se ha tenido que ser riguroso a la hora de determinar qué tipo de condiciones de contorno se deben aplicar y en qué lugar son colocadas.

Antes de realizar un ensayo a fatiga se debe realizar un estudio estático ya que así lo exige el programa. En este estudio no se ha de seguir la norma porque se trata solo de un análisis previo y no es el objetivo principal. Aun así si que es recomendable ejecutar un examen de los mejores métodos de resolución y de la calidad de este para partir de unos datos fiables.

Una vez realizado el estudio estático se ha de observar qué zonas son las que tienen un mayor estado tensional ya que coincidirán con las que menor vida a fatiga tengan.

La norma UNE EN 13749 exige la aplicación de un programa dividido en tres fases junto con unos ciclos que se han de aplicar para verificar que ese bogie cumple los requisitos necesarios en un ensayo a fatiga.

Tras haber seguido las indicaciones de la norma y a la vista de los resultados obtenidos en los capítulos 5 y 6 se ha corroborado que los esfuerzos generados tanto por las cargas transversales como por las verticales no impiden que se cumplan los ciclos mínimos exigidos.

Queda así desarrollada una rutina que se puede seguir para la realización de futuros trabajos que analicen la vida a fatiga de distintos tipos de bogies.

A continuación se mostrarán las gráficas en las que aparece la vida a fatiga del bogie durante las distintas fases del estudio. La zona coloreada en rojo muestra las áreas en las que el bogie no hubiese cumplido con la norma, como se puede observar todos los datos está por encima de esa zona.

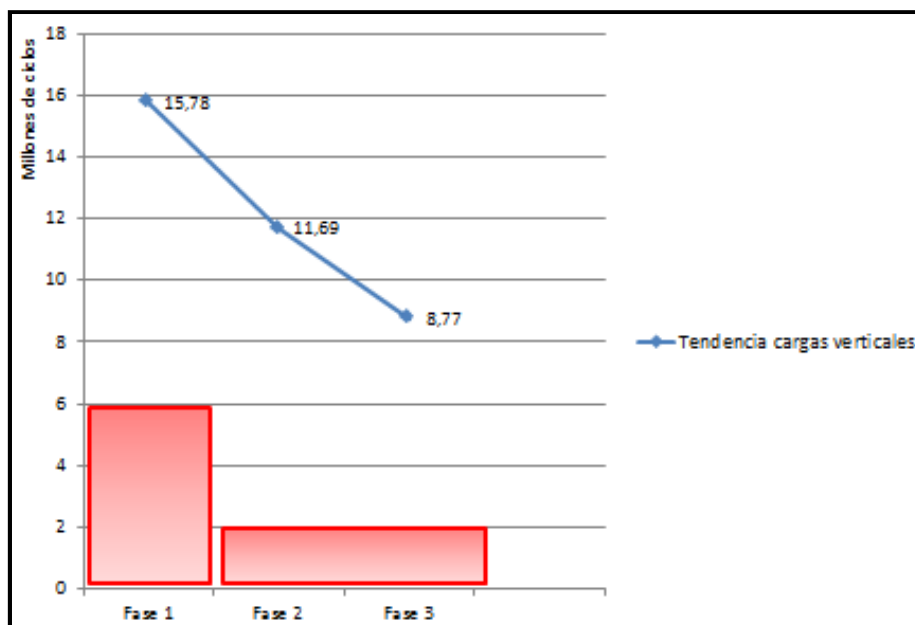


Figura 7.1 Vida a fatiga durante las fases del estudio para cargas verticales

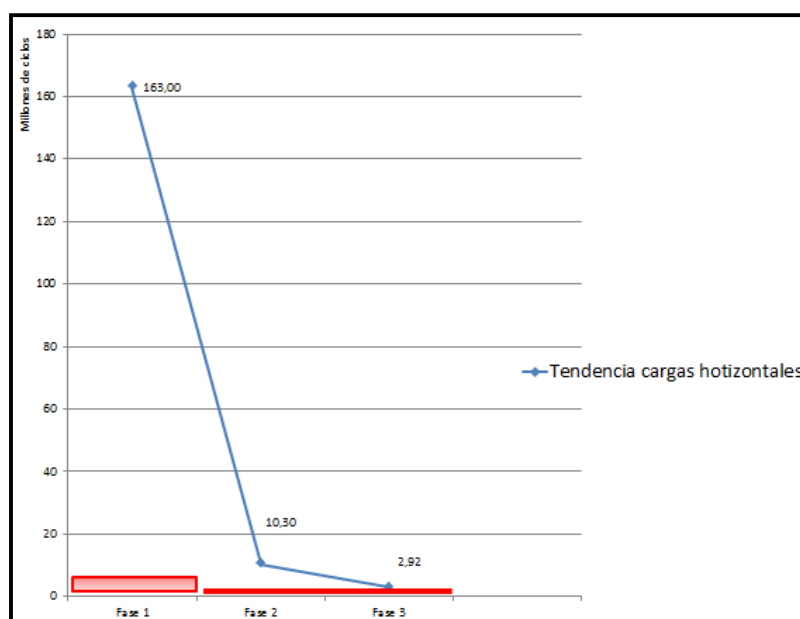


Figura 7.2 Vida a fatiga durante las fases del estudio para cargas transversales

7.2 Trabajos Futuros

Una vez realizado este proyecto se ha podido observar que el programa utilizado para desarrollarlo ha ayudado a cumplir los objetivos. Por eso se considera que el Pro Engineer debe tenerse en cuenta a la hora de realizar tanto estudios estáticos como dinámicos en proyectos próximos.

En este estudio se han analizado las cargas verticales por un lado y las transversales por otro. Esto ha sido debido a dos motivos principalmente, el primero es que este programa no permite introducir dos series de ciclos al mismo tiempo (lo que sería más correcto ya que en la realidad se mezclan cargas transversales y verticales) y las zonas de aplicación de éstas son los empotramientos en la opuesta. Se debería intentar sortear estos inconvenientes buscando programas más especializados y desarrollando alguna otra forma de modelizarlo si fuese posible.

La norma UNE EN 13749 ha ayudado a establecer una metodología en el estudio de los efectos de las cargas dinámicas en un bogie. Esta norma ofrece también la posibilidad de basarnos en ella para analizar de manera correcta el efecto de las cargas en régimen estático, por lo que sería recomendable aplicarla en futuros estudios estáticos.

Este proyecto ha procurado centrarse solo en un tipo de bogie, en estudios posteriores se podrían estudiar otros tipos de bogies tanto para cargas en régimen estático como dinámico.

Capítulo 8

PRESUPUESTO

Coste humano:

El coste humano se calculará sumando el coste total del alumno más el coste total del tutor. Para calcular el tiempo unitario del alumno se calcularán el número de horas semanales que se trabajan aproximadamente (8h diarias x 20 días mes = 160h) y se dividirá entre un sueldo de 2500 €. Para calcular el del tutor se le aumentarán cinco euros la hora.

Tarea	Unidades	Coste unitario	Coste total
Realización del proyecto	120 horas	15 €/h	1.800 €
Supervisión del proyecto	15 horas	20 €/h	300 €
Coste humano total			2.100 €

Tabla 8.1 Coste humano

Coste de material:

Para calcular el coste de material se tendrá en cuenta el valor del ordenador utilizado, el valor unitario de la licencia y el valor de la norma UNE EN 13749 que es 0 ya que fue suministrada por la Universidad Carlos III de Madrid.

Material	Unidades	Coste unitario	Coste total
Ordenador	1	650 €	650 €
Licencia Pro-E	70	55 €/h	3.850 €
Norma UNE EN 13749	1	0	0 €
Coste total de material			3.500 €

Tabla 8.2 Coste material

Coste total:

El coste total será la suma de los anteriores costes.

Tipo de coste	Cantidad
Coste humano	2.100 €
Coste material	3.500 €
Coste total	5.600 €

Tabla 8.3 Coste total

El coste total del proyecto es la suma de los anteriores costes, y por tanto es de cinco mil seiscientos euros (5600 €) sin I.V.A:

REFERENCIAS

AENOR. Aplicaciones Ferroviarias. Ejes montados y bogies. Métodos para especificar los requisitos estructurales de los bastidores de bogie. UNE EN 13749. Madrid: AENOR, 2006

Historia e imágenes paris

Apuntes de la asignatura Diseño y Cálculo de Máquinas, Universidad Carlos III de Madrid

Apuntes de la asignatura Ingeniería Ferroviaria, Universidad Carlos III de Madrid

Apuntes de la Universidad de Navarra, departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales. Tema 4: Cargas variables.

http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/DyCDM/DyCDM_Cap4.pdf

MARCO ESTEBAN, Eva. Proyecto: "Análisis a fatiga de un eje ferroviario mediante el programa Pro Engineer". Director: Juan Carlos García Prada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2010

CASILLAS GUILLERMO, Mario. Proyecto: "Diseño de un eje (UNE EN 13103) y modelado con ProE: Aplicación a un eje ferroviario". Director: Juan Carlos García Prada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2011

DE JESÚS GARCÍA VILLARREAL, Jaime. Tesis: "Fatiga de metales con cargas de amplitud variable por el método Strain-Life". Director: Rodolfo Ayala Estrada. Universidad Autónoma de Nuevo León, 1990

PINOCHET ESPINOSA, Juan Esteban. Proyecto : " Análisis de falla de fatiga por flexión en la raíz de un diente de engranaje recto con Pro Engineer". Director : Rolando Ríos Rodríguez. Universidad Austral de Chile, 2007.

ARAMBURU, I & IRISARRI, A. M., *Análisis de los modelos de acumulación de daño a fatiga*. España. 2003

DANIEL ÁLVAREZ MÁNTARAS, PABLO LUQUE RODRÍGUEZ, *Ingeniería e Infraestructura de los transportes: Ferrocarriles*

<http://es.scribd.com/doc/35165762/Fatiga-de-Los-Materiales>

<http://www.monografias.com/trabajos82/crecimiento-grieta-fatiga-materiales-ingenieria/crecimiento-grieta-fatiga-materiales-ingenieria.shtml>

<http://fcp.mechse.illinois.edu/media/pdfs/1%20Historical%20Intro.pdf>

<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap5.pdf>

http://www1.ceit.es/asignaturas/LabCADCAE/asignatura/documentacion/ManualProE_Wildfire/libro_cad_cap3_intro_proe.pdf

<http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

Referencias

<http://es.scribd.com/doc/75305052/14/Diseno-habitual-de-bogie-para-vehiculos-de-pasajeros>

Anexo A:
SELECCIÓN DEL MÉTODO DE
ANÁLISIS ESTÁTICO

En este anexo se mostrarán las imágenes de los esfuerzos sufridos por el bastidor en el análisis estático para cargas verticales utilizando los diferentes métodos que ofrece Pro Engineer.

A.1 SINGLE-PASS ADAPTIVE

A.1.1 Plotting grid 5

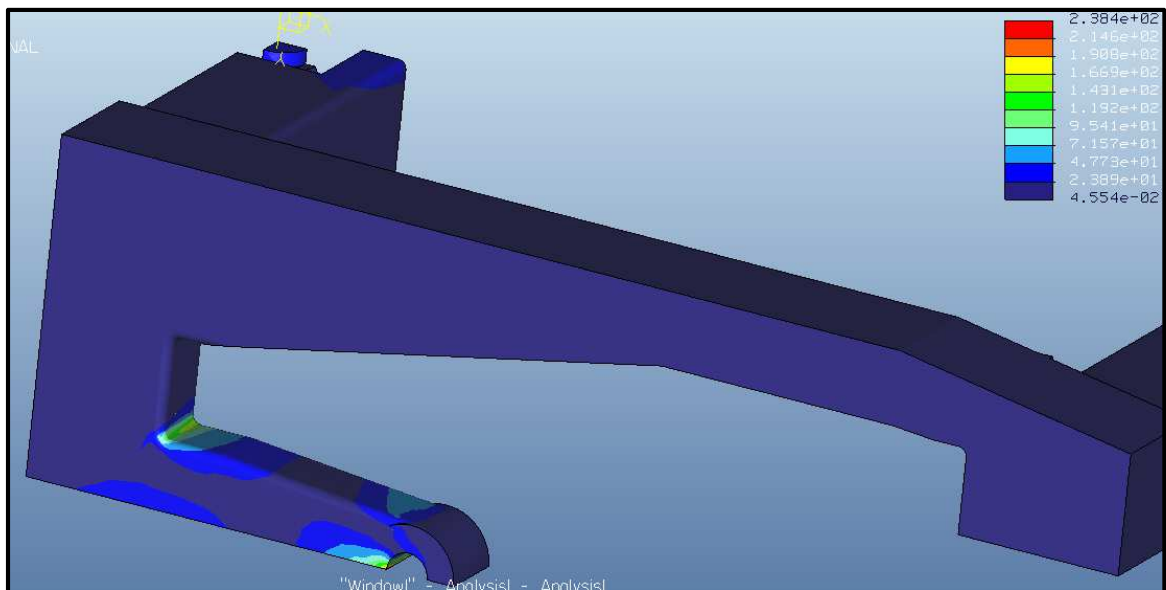


Figura A.1 Resultado del primer análisis estático

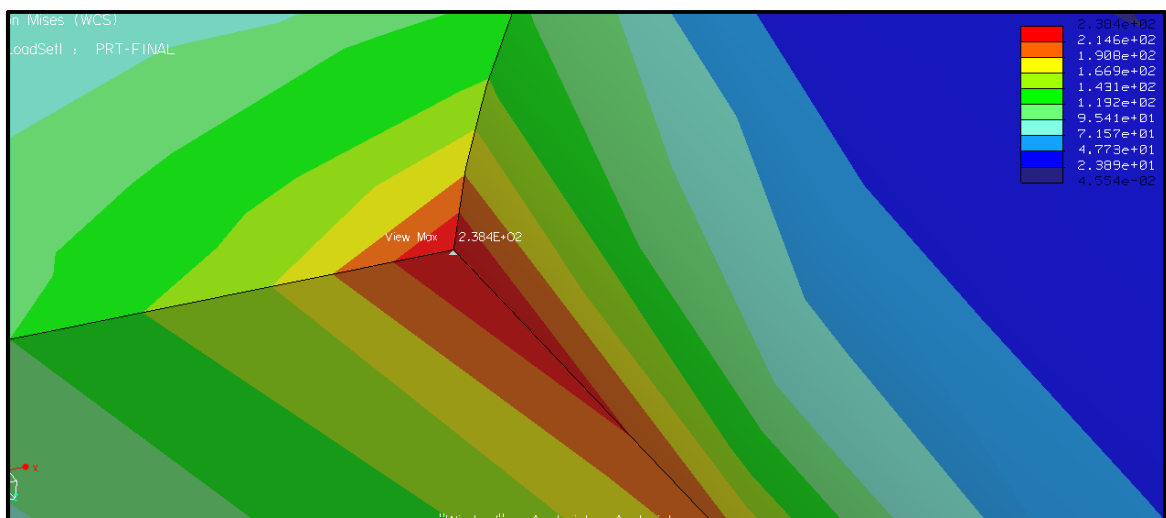


Figura A.2 Resultado del primer análisis estático

A.1.2 Plotting grid 7

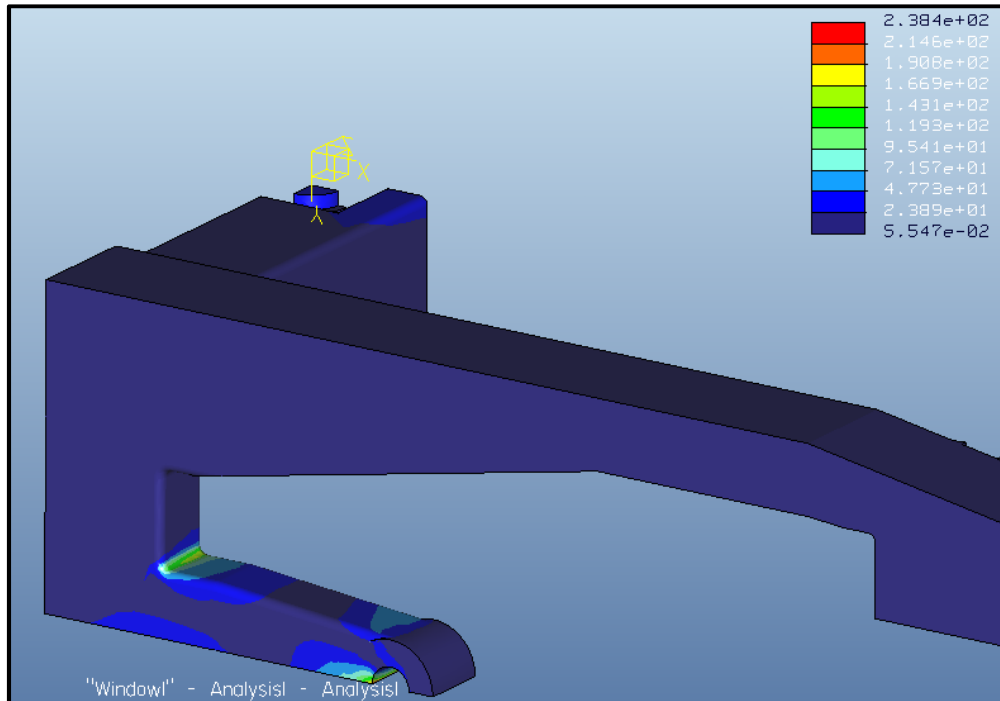


Figura A.3 Resultado del segundo análisis estático

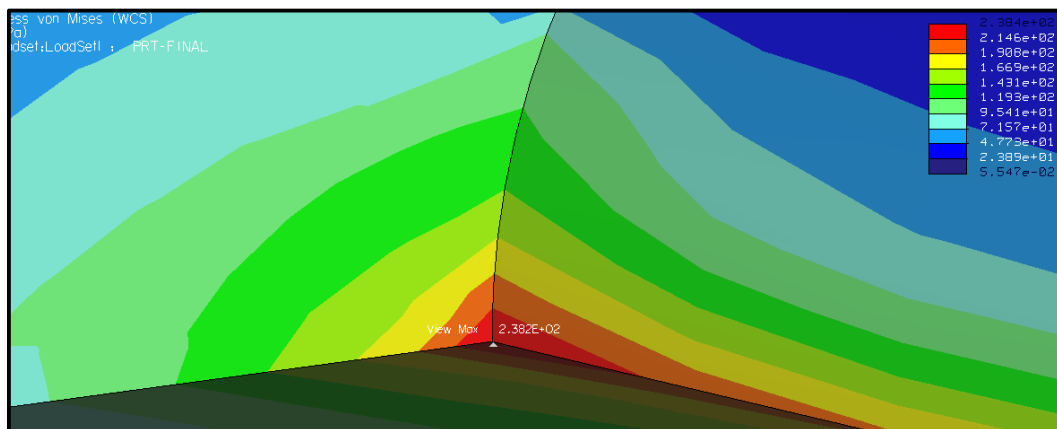


Figura A.4 Resultado del segundo análisis estático

A.1.3 Plotting grid 9

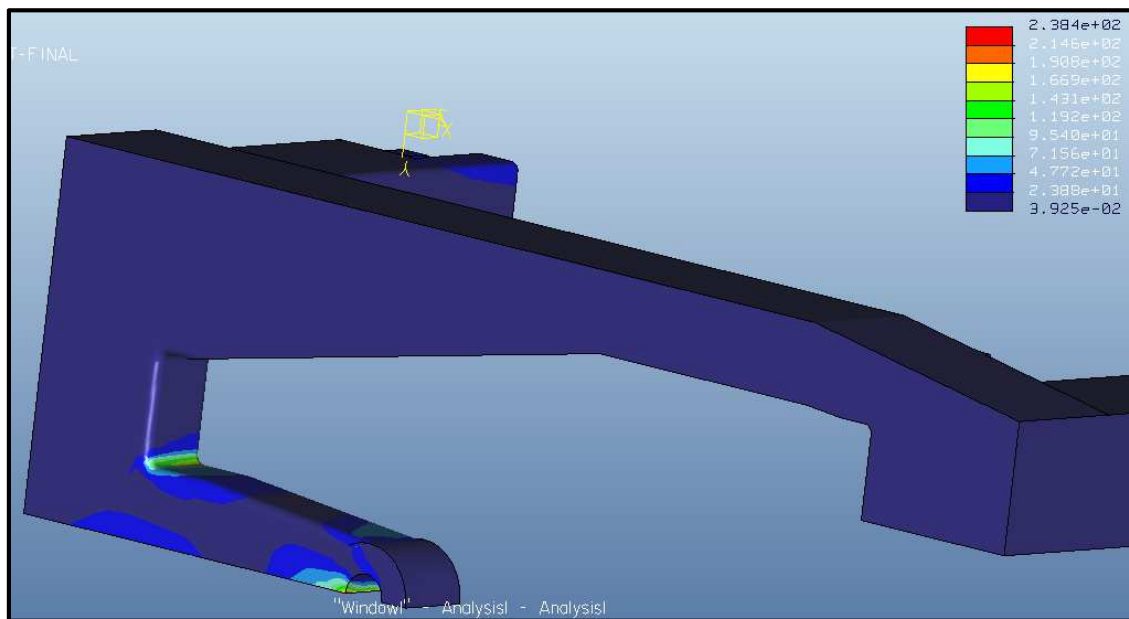


Figura A.5 Resultado del tercer análisis estático

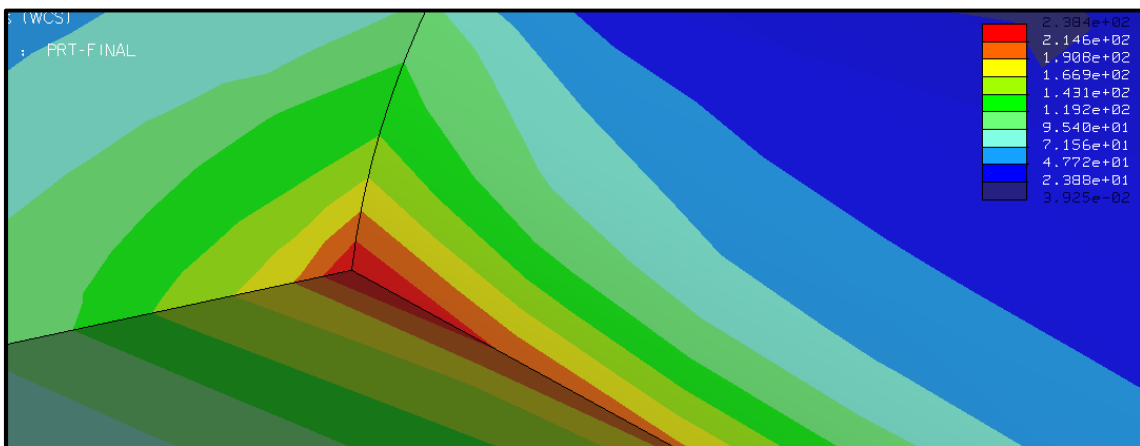


Figura A.6 Resultado del tercer análisis estático

A.1.4 Plotting grid 10

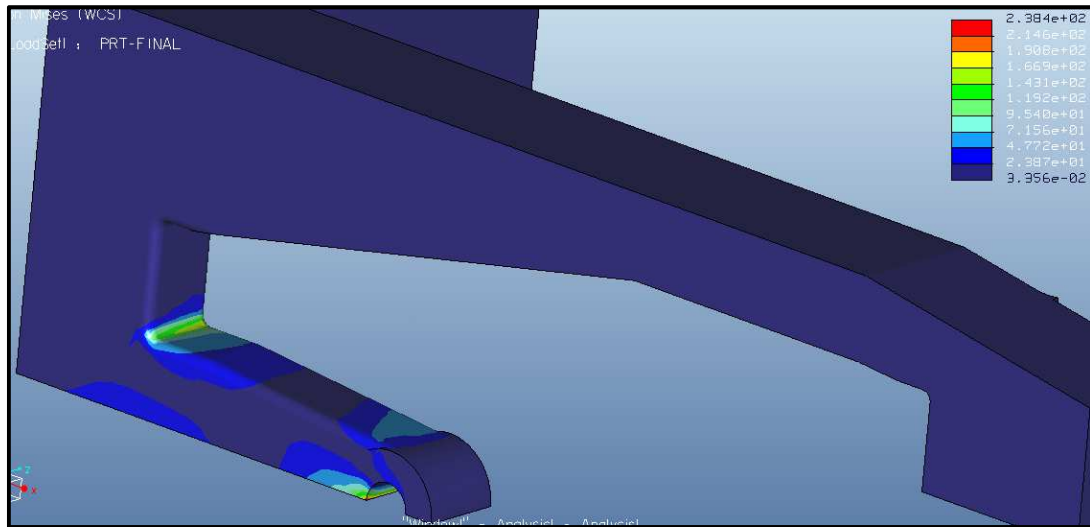


Figura A.7 Resultado del cuarto análisis estático

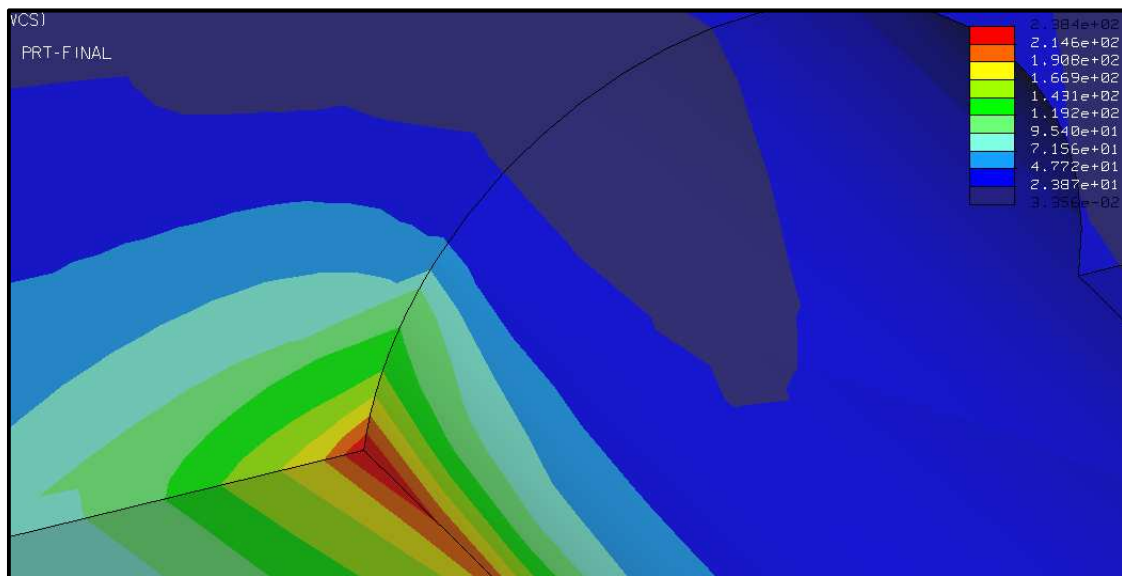


Figura A.8 Resultado del cuarto análisis estático

A.2 MULTI-PASS ADAPTIVE

A.2.1 Max. Polynomial Order 6; Convergence 5

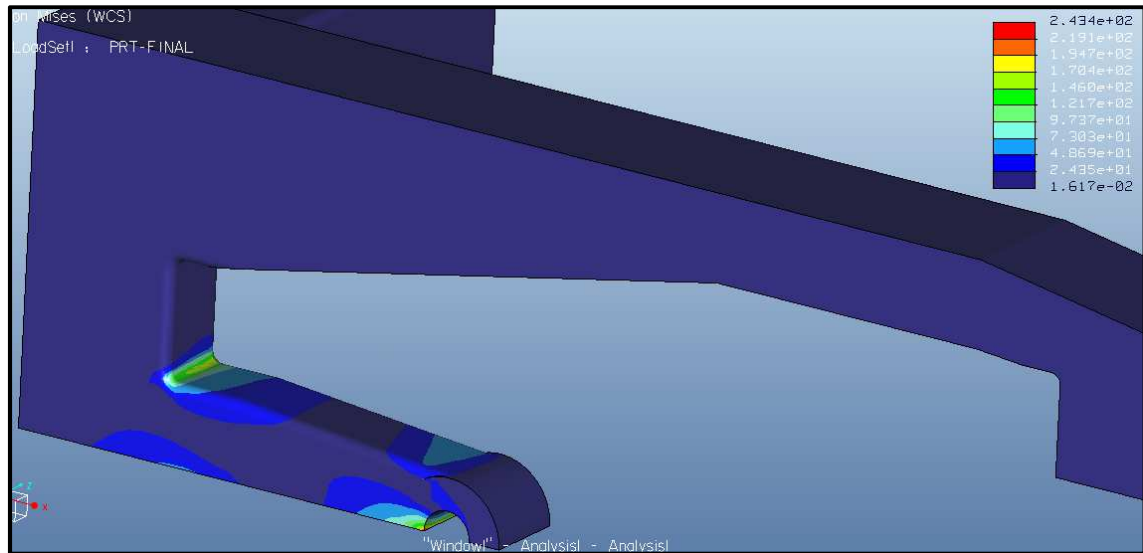


Figura A.9 Resultado del quinto análisis estático

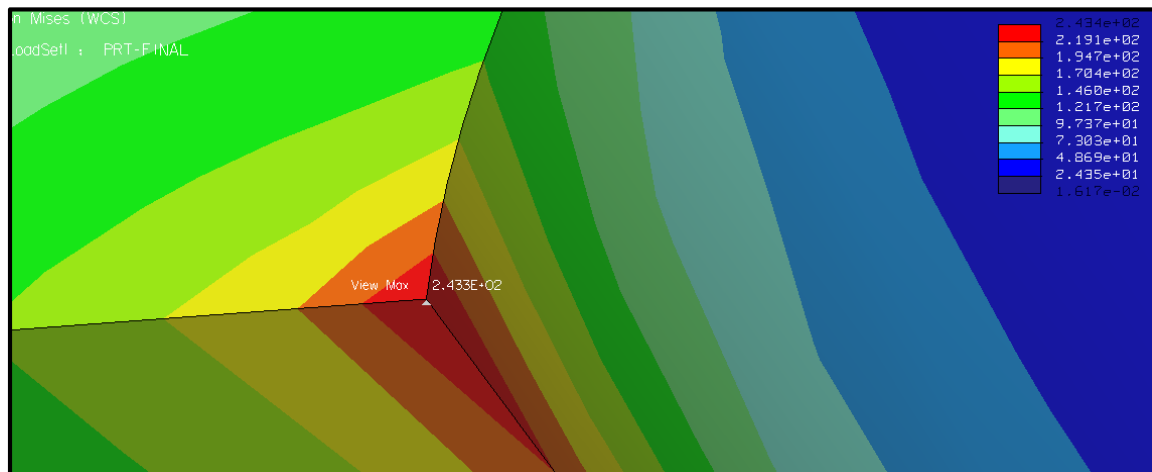


Figura A.10 Resultado del quinto análisis estático

A.2.3 Max. Polynomial Order 8; Convergence 5

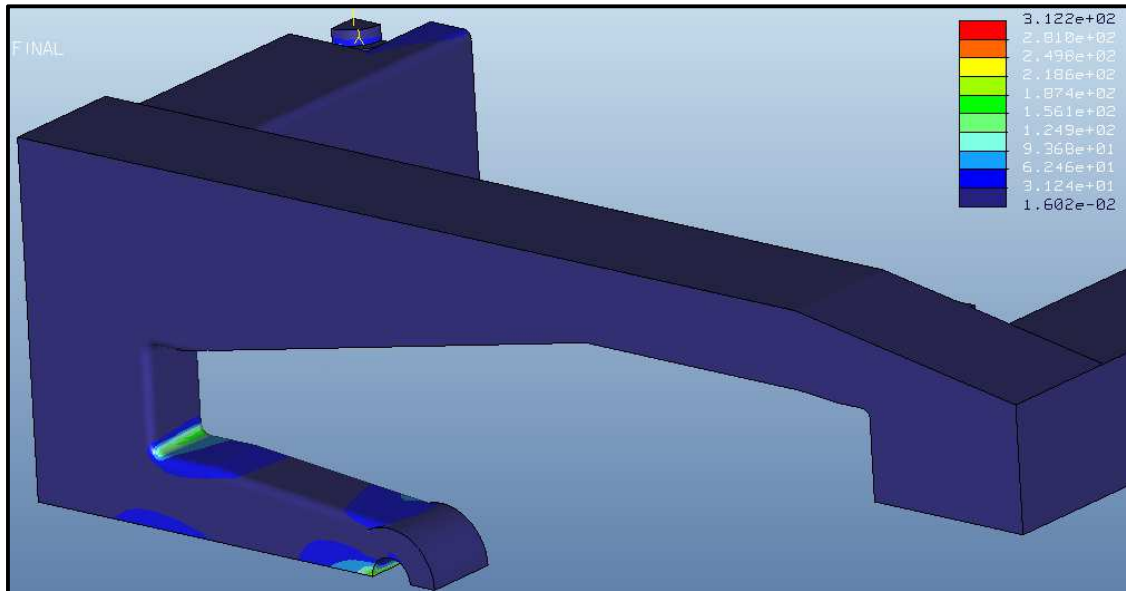


Figura A.11 Resultado del sexto análisis estático

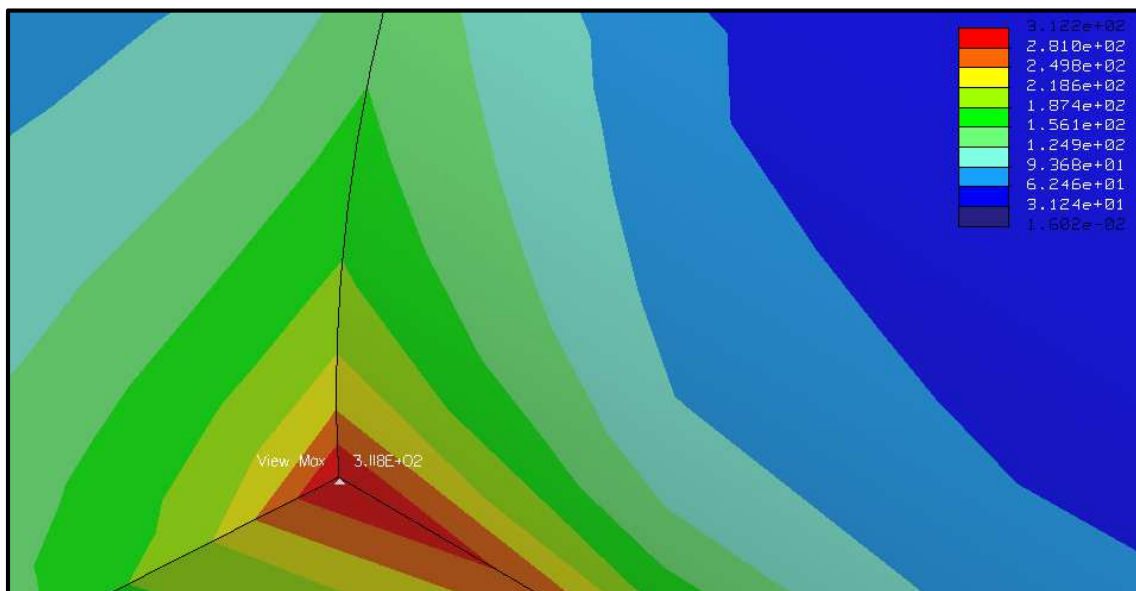


Figura A.12 Resultado del sexto análisis estático

A.2.3 Max. Polynomial Order 9; Convergence 5

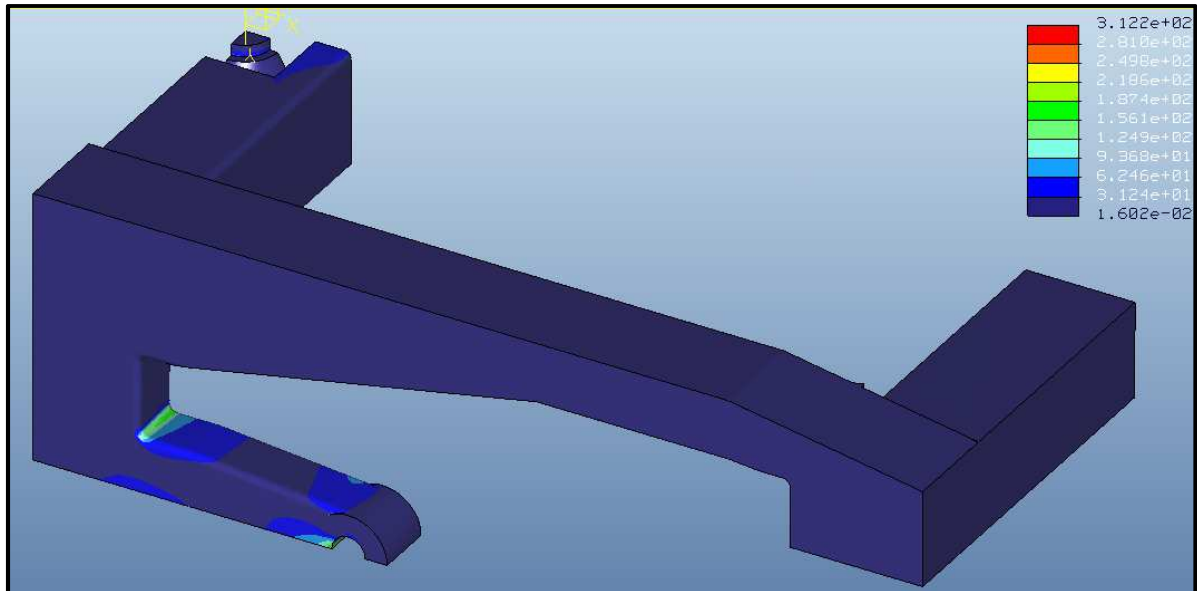


Figura A.13 Resultado del séptimo análisis estático

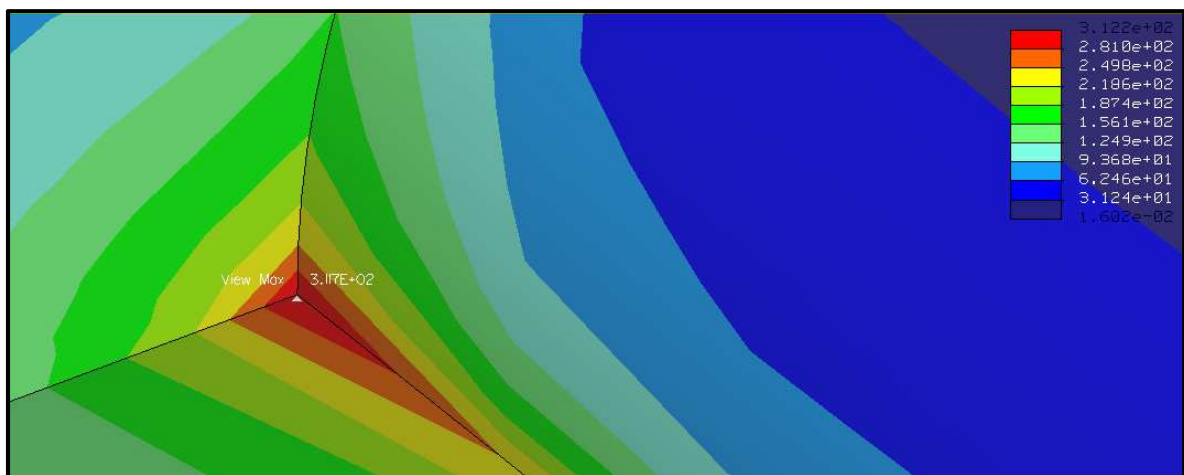


Figura A.14 Resultado del séptimo análisis estático

A.2.4 Max. Polynomial Order 9; Convergence 1

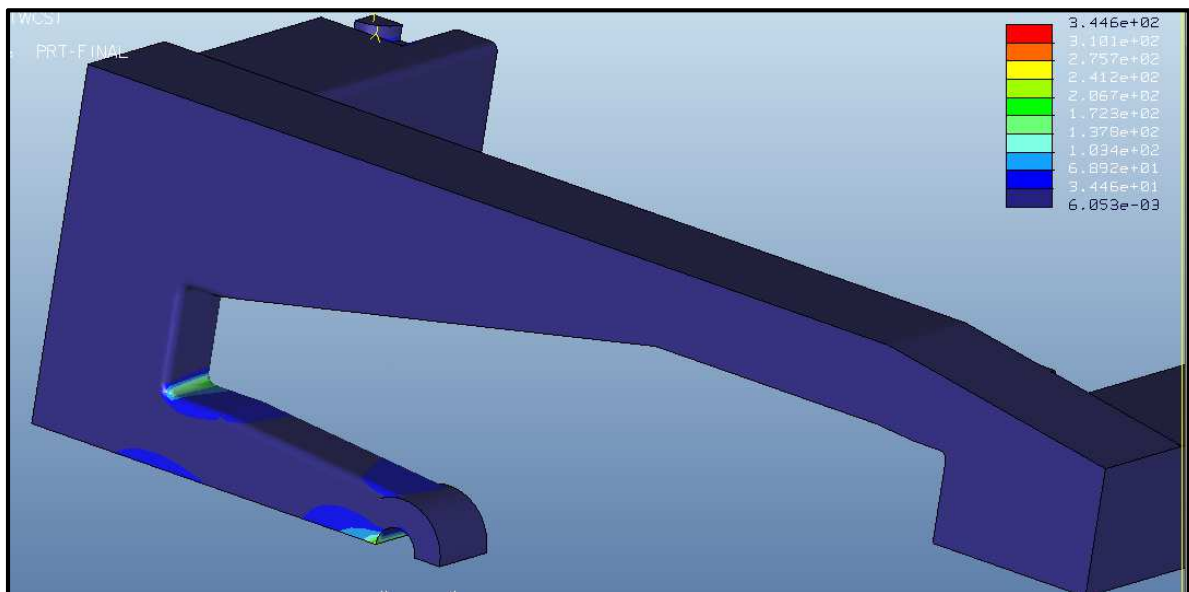


Figura A.15 Resultado del octavo análisis estático

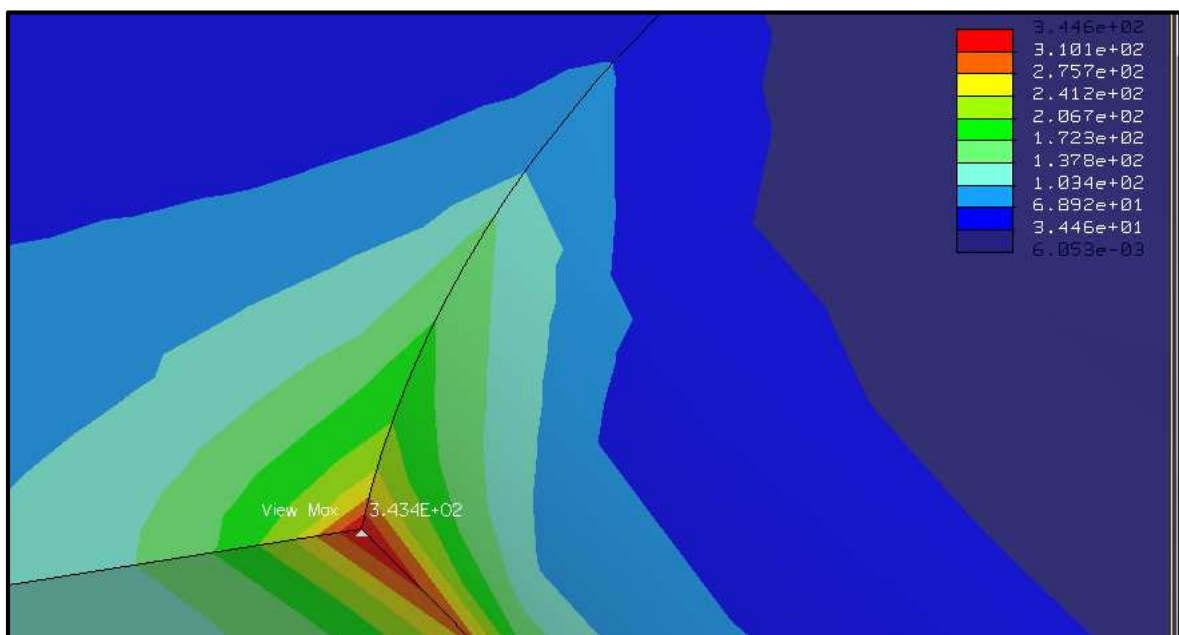


Figura A.16 Resultado del octavo análisis estático

Anexo B:
**SELECCIÓN DE LA CALIDAD
DEL ANÁLISIS A FATIGA**

En este anexo se mostrarán las imágenes de los esfuerzos sufridos por el bastidor en el análisis a fatiga para cargas verticales utilizando las diferentes calidades que ofrece Pro Engineer.

B.1 ANÁLISIS A FATIGA EN FUNCIÓN DE SU CALIDAD

B.1.1 Plotting grid 5

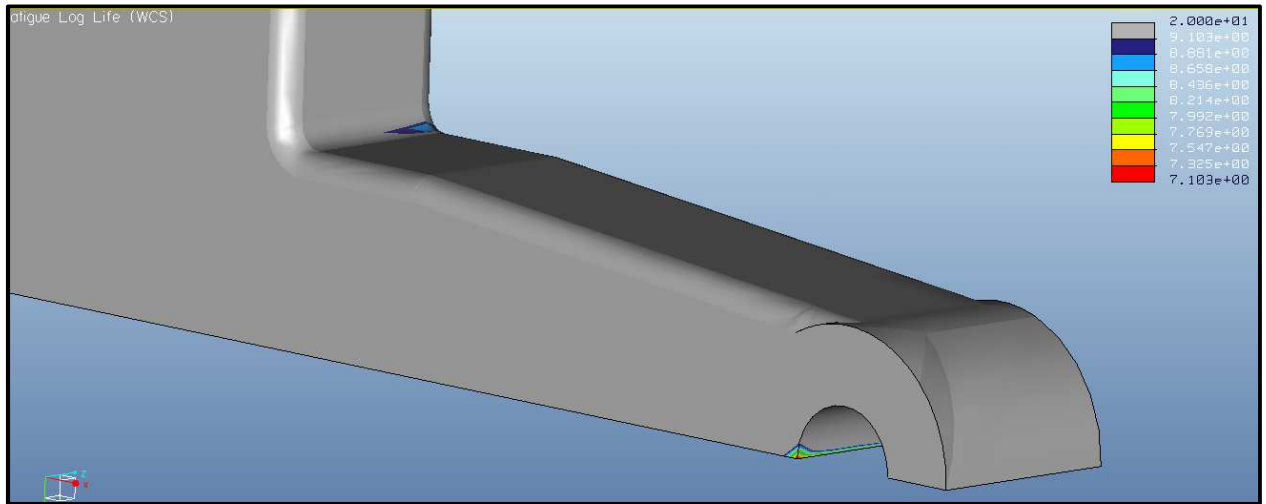


Figura B.1 Resultados del primer análisis a fatiga

B.1.2 Plotting grid 7

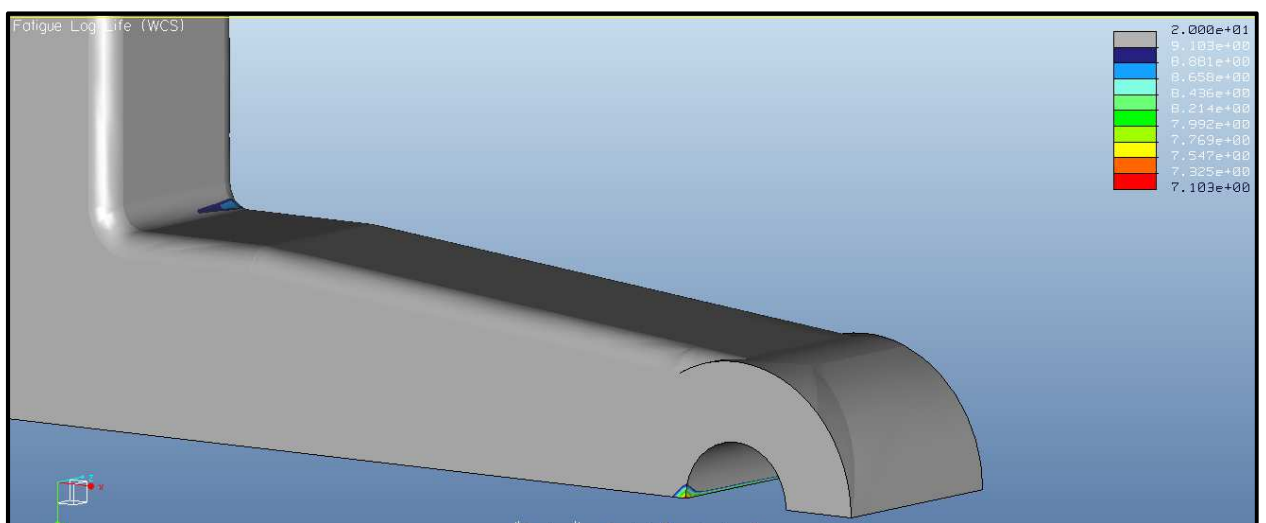


Figura B.2 Resultados del segundo análisis a fatiga

B.1.3 Plotting grid 9

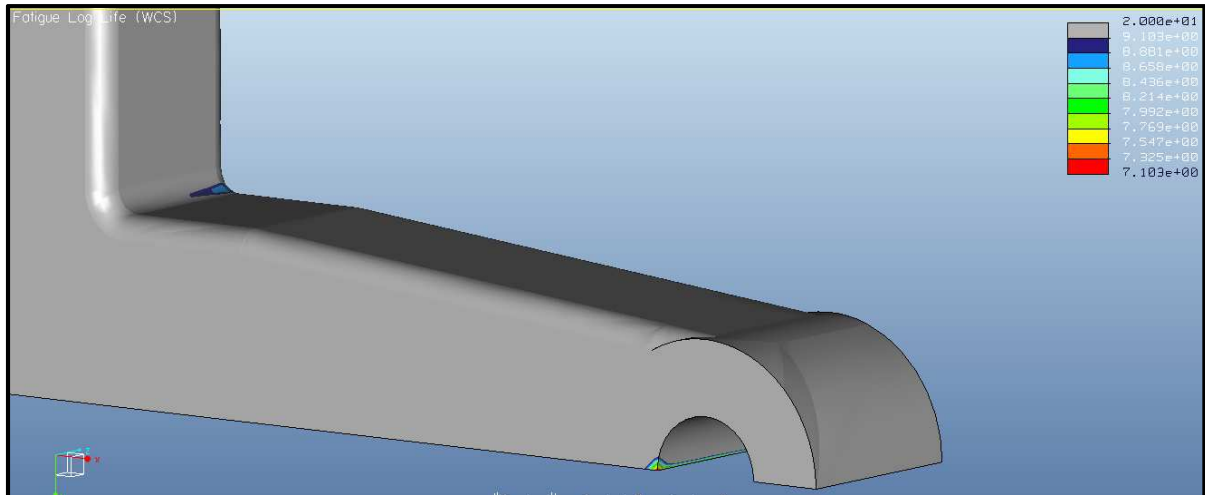


Figura B.3 Resultados del tercer análisis a fatiga

B.1.4 Plotting grid 10

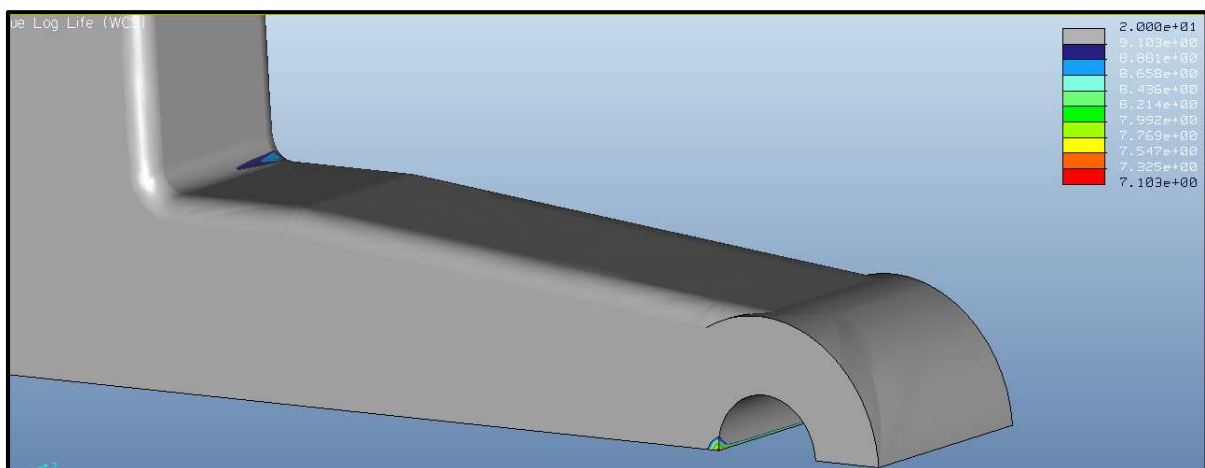


Figura B.4 Resultados del cuarto análisis a fatiga

Anexo C:
RESULTADOS DEL ANÁLISIS
A FATIGA

En este anexo se mostrarán los resultados obtenidos a la hora de realizar los análisis a fatiga para los casos de cargas verticales y de cargas transversales.

C.1 RESULTADOS PARA CARGAS VERTICALES

C.1.1 Primera fase

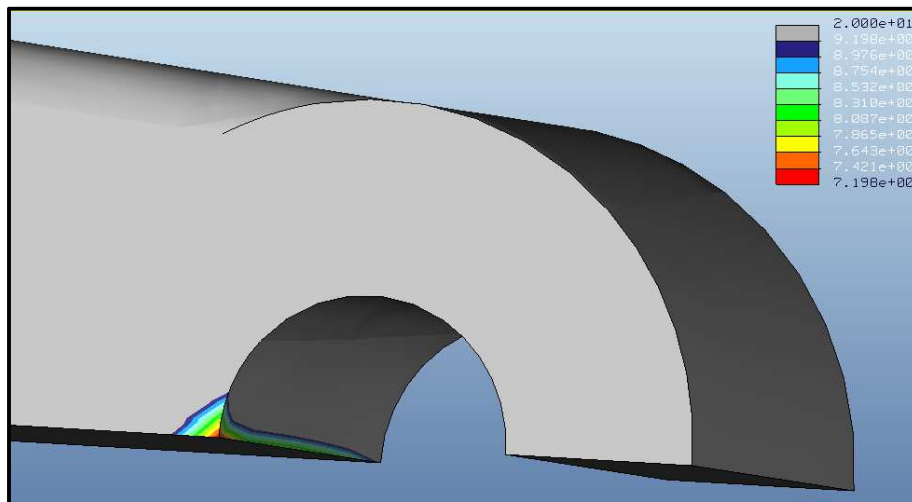


Figura C.1 Resultados de la primera fase del estudio con cargas verticales

C.1.2 Segunda fase

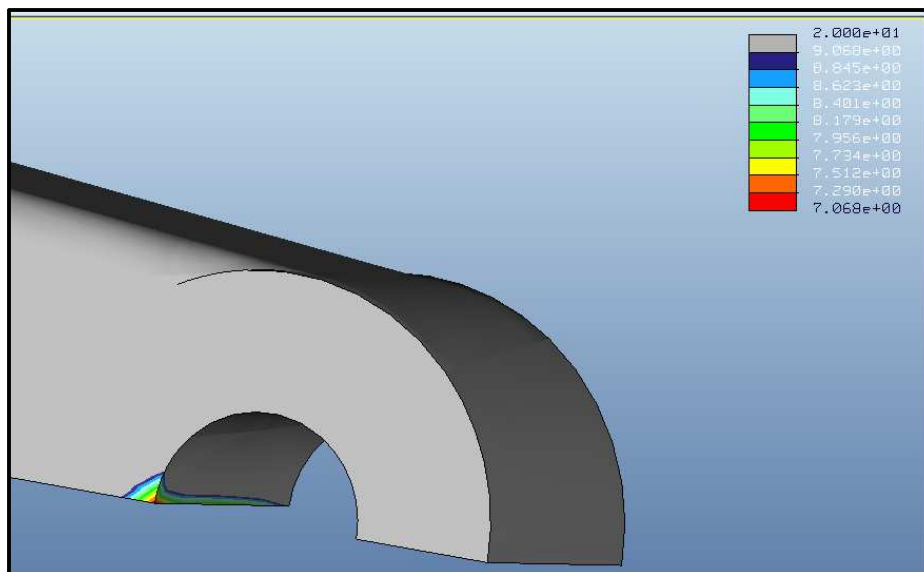


Figura C.2 Resultados de la segunda fase del estudio con cargas verticales

C.1.3 Tercera fase

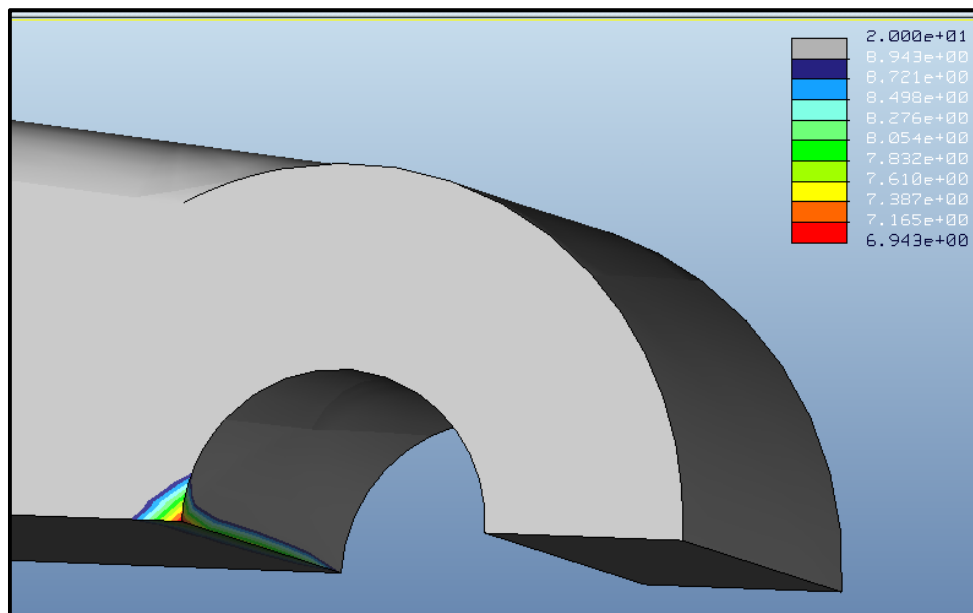


Figura C.3 Resultados de la tercera fase del estudio con cargas verticales

C.2 RESULTADOS PARA CARGAS TRANSVERSALES

C.2.1 Primera fase

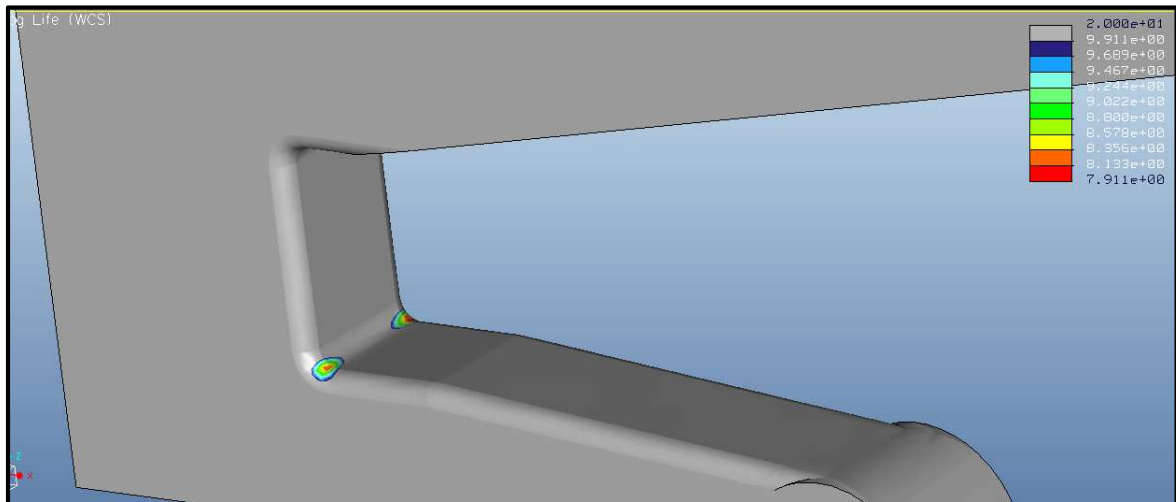


Figura C.4 Resultados de la primera fase del estudio con cargas transversales

C.2.2 Segunda fase

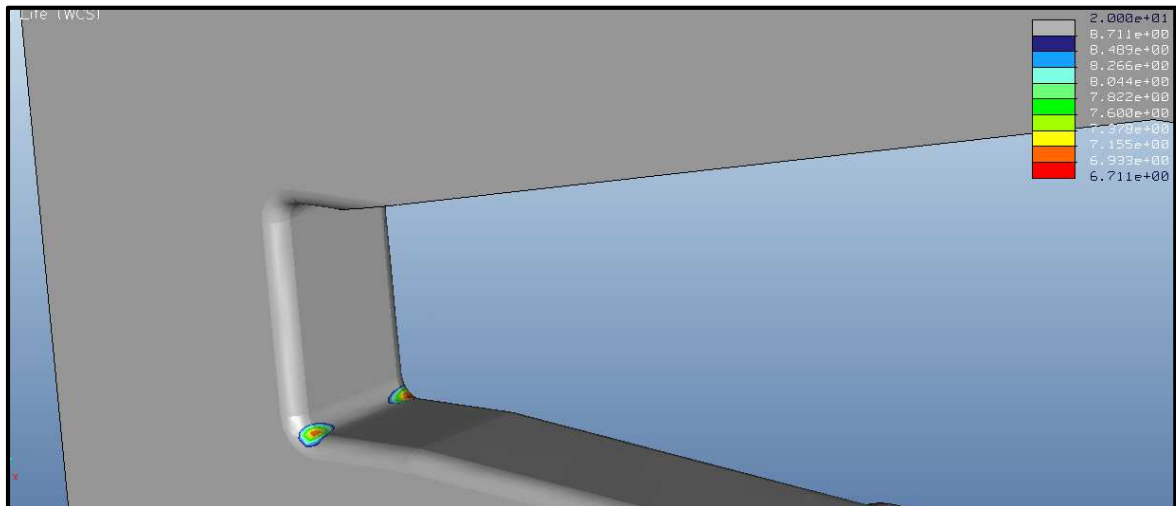


Figura C.5 Resultados de la segunda fase del estudio con cargas transversales

C.2.3 Tercera fase

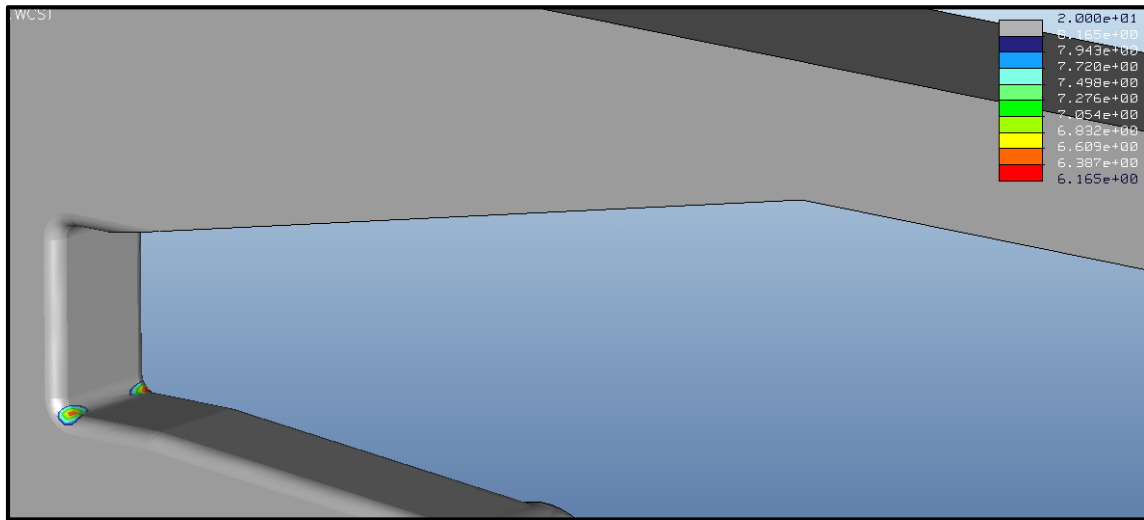


Figura C.6 Resultados de la tercera fase del estudio con cargas transversales

Anexo D:
ERROR EN LA NORMA
UNE-EN 13749

Uno de los pasos necesarios para calcular el ciclo de cargas que sufre el bogie es calcular el valor de sus componentes.

Se ha detectado un error en las componentes verticales a la hora de denominar las diferentes componentes que posee. Este error no afecta a los valores del ciclo, sin embargo es importante mostrar este error. Según la norma UNE-EN 13749 las componentes descritas son las siguientes.

Para el pivote de un bogie de categoría B-V las cargas verticales comprenden:

- una componente estática $F_{zp} = F_z \cdot (1-\alpha) = 450 \text{ kN}$
- una componente dinámica $F_{zpd} = \beta \cdot F_z \cdot (1-\alpha) = 90 \text{ kN}$

donde:

- α es el coeficiente de balanceo. Su valor es 0,1 según el anexo F, apartado 2.2.2 de la norma UNE-EN 13749.
- β es el coeficiente salto. Su valor es 0,2 según el anexo F, apartado 2.2.2 de la norma UNE-EN 13749.
- F_{zpd} es la fuerza dinámica en el pivote.

Sin embargo, al describir los ciclos de cargas sufridos en el pivote central introduce una carga quasi-estática en vez de estática.

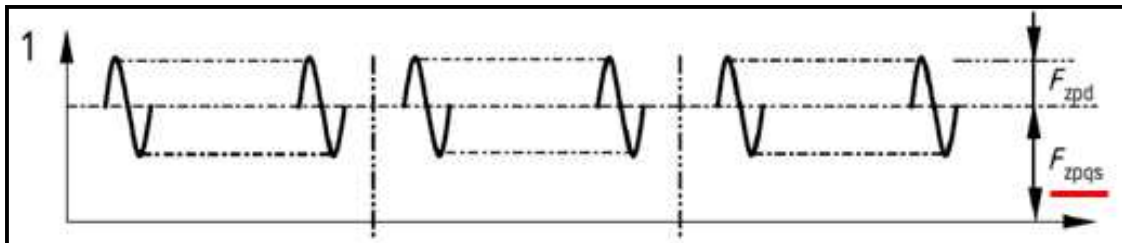


Figura D.1 Ciclo de cargas verticales en el pivote central

Donde:

- F_{zqs} sería la componente cuasi-estática.

Para intentar aclarar a que componente se refiere se observarán las componentes de un bogie de categoría B-I y B-II. Habrá que tener en cuenta que en estos tipos las cargas se producen en cunas laterales, se adaptará su nomenclatura a un bogie que sufre las cargas en el apoyo central.

Para el pivote de un bogie de categoría B-V las cargas verticales comprenden:

- una componente estática $F_{zp} = F_z / 2$
- una componente cuasi-estática $F_{zqs} = \beta \cdot F_z / 2$
- una componente dinámica $F_{zpd} = \alpha \cdot F_z / 2$

Como se puede observar, los valores de la componente cuasi-estática y de la dinámica son respectivamente 5 y 10 veces menores que la estática.

En el caso de este estudio al estar en ese rango la diferencia entre la componente dinámica y la otra esta última será considerada como una componente estática.

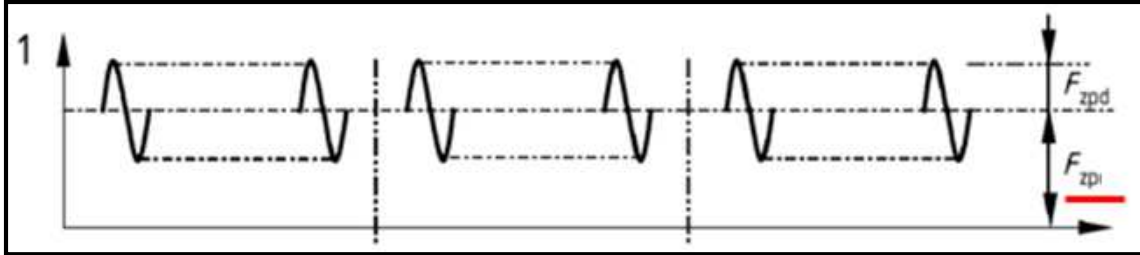


Figura D.2 Ciclo de cargas en el pivote central corregido